

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут"

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
"ХПІ"

Серія: Машинознавство та САПР

№ 39 (1211) 2016

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ "ХПІ", 2016

Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ "ХПІ". – 2016. – № 39 (1211). – 125 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету "ХПІ" внесено до "Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук", затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування.

Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів

Координаційна рада:

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України, проф. (**голова**);
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;
В. В. ЄСПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;
М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: Г. В. Ткачук, канд. техн. наук, с.н.с.

Члени редколегії: К. Б. Арнаутов, д-р техн. наук, проф.;

М. Бошанські, д-р філософії, проф.; А. В. Грабовський, канд. техн. наук, с.н.с.;

Г. М. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.; А. О. Зарубіна, канд. техн. наук, доц.;

Г. І. Львов, д-р техн. наук, проф.; В. О. Малащенко, д-р техн. наук, проф.;

Х. С. Огли Самідов, д-р техн. наук, проф.; В. Є. Старжинський, д-р техн. наук, с.н.с.;

А. Д. Чепурний, д-р техн. наук, проф.

*Вісник Національного технічного університету "ХПІ", серія "Машинознавство та САПР", індексується в наукометричних базах **WorldCat** і **Google Scholar** і включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ "ХПІ".

Протокол № 10 від 23 грудня 2016 р.

УДК 539.3: 004.94

**И.В. АРТЕМОВ, Е.Н. БАРЧАН, Я.Н. ЛИСОВОЛ, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Ю.В. КОСТЕНКО,
В.И. СЕРИКОВ, А.В. БОНДАРЕНКО, Р.В. КРАСИКОВ, М.С. РЕВУНОВ, Е.А. ЛУНЕВ**

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИБРОУДАРНЫХ МАШИНАХ И ОБОСНОВАНИЕ ИХ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

В работе исследовано явление ударного резонанса в виброударных системах. Исследованы окolorезонансные режимы при различных значениях коэффициента вязкого трения. Исследован спектр собственных частот колебания корпуса виброударной машины. Проведен анализ динамических напряжений в металлоконструкции виброударной машины с учетом необходимости совместной отстройки от опасных режимов и обеспечения прочности и надёжности виброударной машины.

Ключевые слова: виброударная машина, резонанс, собственные частоты, напряженно-деформированное состояние, отстройка, метод конечных элементов, вязкое трение

This paper is devoted to research of impact resonance effect in vibroimpact systems. To simplify the description of the vibroimpact system was used different models. The difference contained in number of bodies – from 1 to 3. The equations of motion were formulated on the base of Newton laws. The impact interaction force is significantly nonlinear and can't be linearized that's why it's presented as series of harmonics. Analytical and numerical methods were used to solve the equations of motion. Different program products like Maple, Cosmos Motion to obtain the numerical solution were used. The close to resonant modes and their particular qualities caused by variation of resilient friction are researched in paper. The eigenvalue frequencies spectrum of vibroimpact machine body was researched. The analysis of dynamical stress in vibroimpact machine body was done. This analysis was done with considering of mutual tuning out from dangerous modes and conditions of strength and reliability of vibroimpact machine. The additional criteria that have to tuning out the spectrum of eigenvalues from dangerous modes were proposed. The process of tuning out is connected with the area of variable parameters. That give possibility to determine influence from single and from group of parameters. Was detected that resonant modes are possible on the frequencies that are multiple to the frequency of external perturbation.

Keywords: vibroimpact machine, resonant, eigenvalues, stress-strain state, tuning out, finite element method, resilient friction

В роботі досліджено явище ударного резонансу в віброударних системах. Використовуються одно-, дво- та трьох- масові моделі, рівняння руху записані на основі закону Ньютона. Досліджені близькорезонансні режими та їх особливості при варіюванні значення коефіцієнту в'язкого тертя. Проведене дослідження спектру власних частот коливаний корпусу віброударної машини, а також аналіз динамічних напружень в металоконструкції віброударної машини з урахуванням необхідності сумісного відлаштування від небезпечних режимів та забезпечення міцності й надійності віброударної машини.

Ключові слова: віброударна машина, резонанс, власні частоти, напружено-деформований стан, відлаштування, метод скінчених елементів, в'язке тертя

Введение

Дальнейший прогресс в области машиностроения обуславливается уровнем расчетных методик синтеза элементов проектируемых машин, механизмов, приводов. В первую очередь это относится к наиболее нагруженным тяжелым машинам, например, виброударным. Крупнотоннажные виброударные машины (ВМ) нашли свое широкое применение как технологические машины в литейном производстве (например, машины для выбивки литья), как горношахтное оборудование (например, дробилки), в строительстве (например, устройства для уплотнения смесей), а также в других отраслях народного хозяйства (сельскохозяйственные, дорожные машины, оборудование пищевой промышленности и т. п.).

Несомненное преимущество таких машин (а именно простота конструкции и эффективность выполняемых операций) сопровождаются высоким уровнем действующих сил ударного взаимодействия технологического груза с машиной. При этом, поскольку данные силы напрямую влияют на качество выполняемой технологической операции, то и их частота, и амплитуда предписываются назначением той или иной машины. С другой стороны, параметры элементов проектируемых виброударных машин должны находиться в определенных соотношениях с эксплуатационными режимами. Так, для выбивных зарезонансных машин частоты возбуждения должны превышать собственные частоты колебаний корпуса машины, установленного на опорных пружинах, в 3-4 раза.

В то же время собственные частоты колебаний корпуса вибромашины как упруго деформируемой конструкции должны быть на 20-25% выше частоты возмущающего воздействия.

Таким образом, образуется достаточно жесткая система проектных ограничений. Однако, дополнительная, ранее не изученная проблема расчета этого класса машин состоит в том, что, кроме обычного резонанса на частоте возбуждения, задаваемой приводом, возможны также резонансы на частотах, кратных возмущающей. Это обусловлено свойствами усилий ударного взаимодействия, которые являются периодическими функциями, разложение которых в ряд Фурье содержит не только основную, но и высшие гармоники.

В связи с этим для обеспечения работоспособности на этапе обоснования параметров виброударных машин требуется совершенствование методов их расчета для отстройки от возможных резонансов при ударном нагружении на частотах, кратных основной частоте возбуждения (т.н. "ударный резонанс").

Состояние вопроса

Расчет и обоснование рациональных параметров тяжело нагруженных виброударных машин с учетом перио-

© **Артемов И.В.**, Барчан Е.Н., Лисовол Я.Н., Грабовский А.В., Костенко Ю.В., Сериков В.И., Бондаренко А.В., Красиков Р.В., Ревунов М.С., Лунев Е.А., 2016

дического ударного воздействия сдерживается тем, что существующие методики не учитывают возможности возникновения в элементах машины резонансных режимов. В то же время такая опасность для современных крупногабаритных тяжело нагруженных машин возрастает, поскольку режимы их работы интенсифицируются, а диктуемые ограничения на качество выполнения технологических операций и стремление снизить массу этих машин приводит к тому, что спектр собственных частот колебаний (СЧК) корпусов за счет форм, вызванных упругим деформированием конструкции, распространяется вниз вплоть до рабочих частот ее возбуждения. При этом важно прогнозировать возможные эксплуатационные проблемы и предотвратить их уже на этапе проектирования. Однако ни средств расчетной идентификации режимов так называемых "ударных резонансов", ни методов расчета параметров машин, позволяющих произвести отстройку от резонансных режимов работы и тем самым обеспечить работоспособность проектируемых ВМ, в настоящее время в достаточной мере не разработано. При этом нужно заметить, что существующие методы анализа виброударных систем традиционно рассматривают в качестве объектов дискретные системы, тогда как элементы современных вновь создаваемых виброударных машин проявляют себя на низших формах колебаний как жесткие тела (т.е. дискретные системы), а на высших – как упруго-деформируемые континуальные системы. В этой связи их можно условно назвать дискретно-континуальными системами. В то же время потребность промышленности в таких методах расчета существует и возрастает. Таким образом, сложилось противоречие между возможностями существующих методик расчета ВМ и требованиями машиностроения. Следовательно, разрешение этого противоречия, а именно, совершенствование методов расчета виброударных машин в части анализа динамических процессов в них и обоснования рациональных параметров с учетом предотвращения возможности возникновения резонанса при периодическом ударном воздействии на частотах, кратных возбуждающей, является актуальной задачей.

Постановка задач исследования

Целью работы является совершенствование методов расчета виброударных машин как динамических упруго-деформируемых систем путем анализа виброударных процессов и обоснования параметров проектируемых машин по критерию отстройки от ударных резонансных режимов, а также создание на этой основе работоспособных конструкций ВМ с высокими техническими характеристиками для работы в составе комплекса высокопроизводительного оборудования.

Проблема совершенствования методов расчета тяжело нагруженных крупногабаритных машин с учетом возможности ударного резонанса на высоких деформационных частотах требует решения нескольких задач. Во-первых, это изучение характера движения вибромашины как динамической системы при действии периодических ударно-импульсных нагрузок. Во-вторых, это распространение и адаптация математических моделей для исследования возможности ударного резонанса с систем с конечным числом степеней свободы на случай дискретно-континуальных систем, которыми, по сути, являются корпуса ВМ на упругих опорах. В-третьих, это расширение

возможностей анализа на этапе оценки прочности путем расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) корпусов при действии динамических нагрузок. В-четвертых, это совершенствование методов обоснования параметров корпусов вибромашины по критерию отстройки от ударного резонанса.

Таким образом, сформулированная в работе задача напрямую трансформируется на ряд подзадач, которые требуют развития и адаптации традиционных подходов и математических моделей. Далее описаны эти новые подходы и усовершенствованные модели, которые в дальнейшем могут служить в качестве методологической основы для проведения комплекса численных исследований и разработки проектных рекомендаций.

Анализ динамических процессов в виброударных машинах с учетом периодического действия импульсных нагрузок

Виброударные крупногабаритные тяжело нагруженные машины с дебалансным возбуждением испытывают воздействие, имеющие сложный спектральный состав нагрузок [1-9]. В некоторых случаях при определенных сочетаниях характеристик возбуждения и спектральных характеристик корпусов этих вибромашины в них возможна реализация ударного резонанса. Рассмотрим, в частности, достаточно типичный пример – выбивную машину для очистки тяжелых отливок, которой оснащена автоматизированная линия "KW" в ЧАО "Азовэлектросталь" [www.azovmash.com.ua]. В работе [4] определены усилия $F_{\text{имп}}$, действующие в процессе ударного взаимодействия металлоконструкции машины с земляным комом. На рис. 1 представлено временное распределение $F_{\text{имп}}(t)$ (с максимумом около 1МН) для одного из вариантов машины. Период действующего усилия T^* – около 60 мс. При этом ненулевое значение данная сила имеет только на $1/4$ части периода (~ 15 мс). Она представима в виде следующего ряда по гармоникам с коэффициентами F:

$$F_{\text{имп}}(t) = F_0 + \sum_{n=1}^{\infty} F_i^1 \cos(n\omega^* t) + \sum_{n=1}^{\infty} F_i^2 \sin(n\omega^* t), \quad n = 1, 2, \dots, \infty, \quad (1)$$

где $\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*$ (ω^* , ν^* , T^* – круговая частота возбуждения (с^{-1}), частота (Гц) и период колебаний (с) соответственно).

В соответствии с принципом суперпозиции реакция динамической системы на действие силы с компонентами в виде различных гармоник (1) представляет собой сумму реакций на каждое воздействие. При этом в исследуемой системе возможны резонансы при совпадении собственных частот системы с частотами соответствующих гармоник (1). Таким образом, необходимо определить потенциальную возможность реализации резонансных режимов для конкретного типа ВМ.

В частности, на рис. 2 представлена зависимость напряжений $\sigma_x(t)$ (МПа) в районе опоры дебалансных валов от частоты действующего на колосниковые пластины усилия частотами $\nu_i = i\nu^*$ (Гц). Видно, что в области до 100 Гц могут реализовываться несколько резонансных

режимов, в частности, при частоте возбуждения 96 Гц. Эта частота соответствует резонансу кратности 6 относительно рабочей частоты машины $\nu^* = 16$ Гц. Таким образом, подтверждается потенциальная возможность реализации резонансов для данного типа машин на частотах, кратных возмущающей.

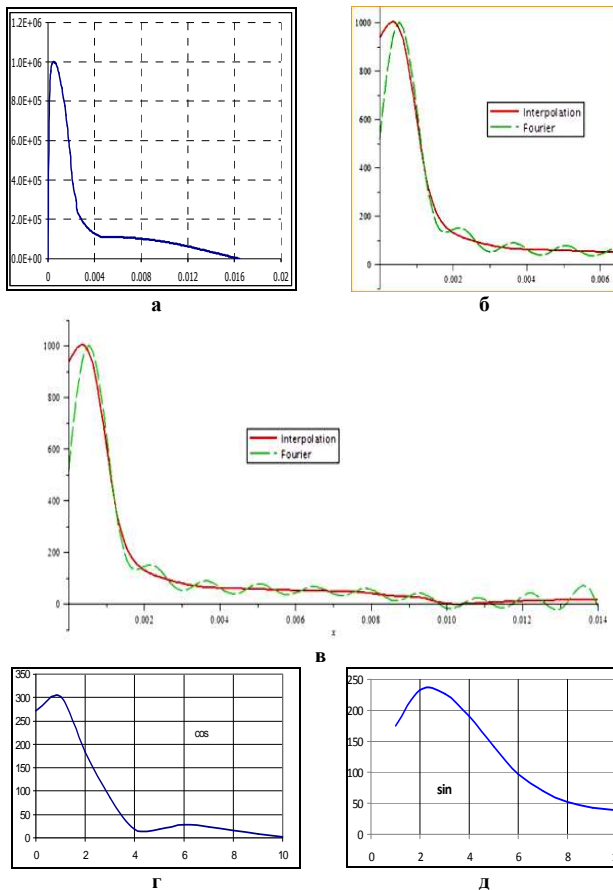


Рис. 1 – Распределение силы ударно-импульсного взаимодействия $F_{\text{имп}}(t)$ между выбивной машиной и технологическим грузом [4] на интервале ненулевого значения (15 мс) и ее представление в виде частичной суммы ряда Фурье (см. формулу (1)):

а – исходное временное распределение силы ударно-импульсного взаимодействия; б – приближение в виде частичной суммы ряда Фурье на интервале 6 мс; в – приближение в виде частичной суммы ряда Фурье на интервале 15 мс;

г – распределение коэффициентов F_i^1 , кН, (при косинусах) по номерам гармоник i ; д – распределение коэффициентов F_i^2 , кН, (при синусах) по номерам гармоник i

Естественно, что при этом нужно учитывать амплитудные значения компонент F_i^1 , F_i^2 . На рис. 2., г, д представлены зависимости F_i^1 , F_i^2 от номера гармоники i . Видно, что в целом для этих величин характерно уменьшение с ростом номера гармоники. В то же время, в интервале до 5÷6-й гармоник амплитуды F_i^1 , F_i^2 находятся на уровне 5÷10% от амплитудного значения $F_{\text{имп}}$. Таким образом, и с точки зрения удельного вклада резонансные режимы для исследованного типа машин вполне ожидаемо могут реализовываться на частотах до 100 Гц.

Общим выводом по проведенному экспресс-анализу является подтверждение потенциальной опасности для обеспечения работоспособности тяжелых ВМ резонансов

на частотах, кратных частоте возмущающей силы. Учитывая, что многие из этих машин работают на зарезонансных режимах по "трансляционным" частотам (то есть по частотам, соответствующим собственным формам в виде движения машины как твердого тела на упругих опорах), то, соответственно, реально опасными становятся собственные частоты, соответствующие собственным формам колебаний (СФК) металлоконструкции машины как упруго-деформируемого тела. В то же время данный критерий ранее для подобных машин не учитывался при обосновании их рациональных параметров.

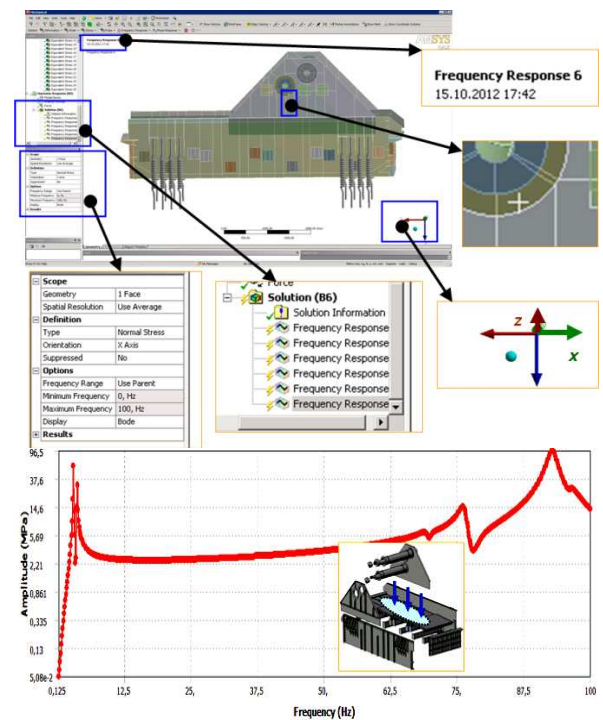


Рис. 2 – Распределение силы ударно-импульсного взаимодействия $F_{\text{имп}}(t)$ между выбивной машиной и технологическим грузом [4] на интервале ненулевого значения (15 мс) и ее представление в виде частичной суммы ряда Фурье (см. формулу (1))

В связи с этим возникает актуальная задача исследования динамических процессов в тяжелых ВМ с целью определения опасных режимов эксплуатации, и, соответственно, разработки рекомендаций по выбору конструктивных параметров проектируемых машин с отстройкой от этих режимов. На первом этапе эта задача рассматривается на примере простейших динамических систем с конечным числом степеней свободы.

Рассмотрим несколько вариантов динамической системы, подверженной действию периодических импульсов. Данные системы образуются из простейшей одномассовой путем добавления новых звеньев (рис. 3).

При этом на первое тело m_1 действует периодическая импульсная сила (рис. 4) с частотой $\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*$. Длительность импульса δ^* намного меньше периода T^* :

$$\delta^* \ll T^*, \quad (2)$$

что обеспечивает условие короткого удара, если только

$$\delta^* \ll T_{1,2,3}, \quad (3)$$

где T_1, T_2, T_3 – периоды собственных колебаний исследуемой системы.

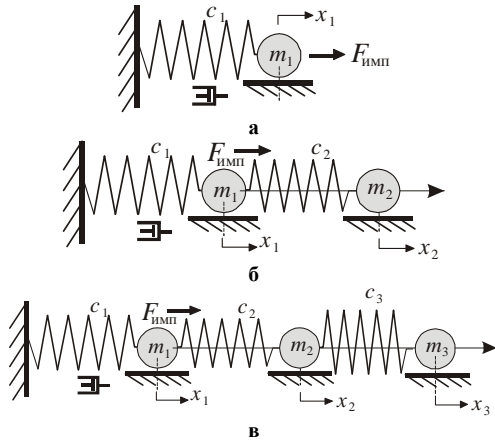


Рис. 3 – Динамические системы: а – одномассовая, б – двухмассовая, в – трехмассовая

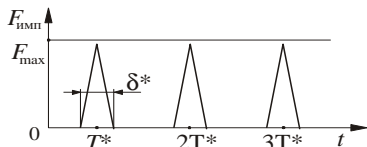


Рис. 4 – Распределение периодической импульсной силы во времени

I. Одномассовая система. В этом случае вид распределения $F_{имп}$ на интервале, где сила – ненулевая, слабо влияет на характер движения системы в целом, если только импульс единичного всплеска силы

$$S = \int_{T^*} F_{имп} dt = const. \tag{4}$$

Тогда, обозначая

$$F_{имп}(t) = F_{max} \cdot \varphi(t), \tag{5}$$

из (4) имеем при кусочно-линейном виде $\varphi(t)$

$$S = F_{max} \int_{(T^*)} \varphi(t) dt = 1/2 F_{max} \cdot \delta^*. \tag{6}$$

Уравнения движения системы имеют вид $m_1 \ddot{x} + c_1 \dot{x} + k_1 x = F_{имп}(t)$, или $\ddot{x} + 2\eta \dot{x} + \omega^2 x = A\varphi(t)$, где $A = F_{max}(t) / m_1$. Данная система имеет при малом трении одну собственную частоту

$$\omega_{11}^2 \approx \omega^2 = c_1 / m_1. \tag{7}$$

Для анализа ударного резонанса в данной системе можно использовать несколько способов. Рассмотрим два из них – аналитический и численный.

Аналитический метод. Следуя работе, можно применить аналитический способ исследования режимов движения данной системы. Устремляя длительность действия силы δ^* к нулю, но сохраняя ее импульс, для определения установившегося движения используются условия "сшивания" периодических решений

$$x_1(\theta + 0)^* = x_1(\theta + T^* - 0); \dot{x}_1(\theta + 0)^* = \dot{x}_1(\theta + T^* - 0) + S/m, \tag{8}$$

где θ – некоторый момент начала очередного периода движения ($\theta = T^* \cdot n, n = 0, 1, 2, \dots$) (в соотношениях (8) левые части соотношений определяются в начале периода (то есть в момент $\theta + 0$), а в правой части – в конце (в момент $\theta + T^* - 0$)). Далее полагается $\theta = 0$.

При этом исследуется система без трения $\ddot{x} + \omega^2 x = A\varphi(x)$, периодическое решение которой

$$x = \alpha_1 \sin \omega t + \alpha_2 \cos \omega t. \tag{9}$$

Устремляя длительность импульсного ударного воздействия к нулю (т.е. $\delta^* \rightarrow 0$), перепишем условия (8) в виде:

$$\begin{cases} x(\delta^*) = x(T^* - \delta^*); \\ \dot{x}(\delta^*) = \dot{x}(T^* - \delta^*) + S/m. \end{cases} \tag{10}$$

Подставляя (9) в условия (10), получаем

$$\begin{cases} \alpha_2 = \alpha_1 \sin \omega T^* + \alpha_2 \cos \omega T^*; \\ \alpha_1 = \alpha_1 \cos \omega T^* - \alpha_2 \sin \omega T^* + S/(m \cdot \omega); \end{cases} \Rightarrow \Rightarrow \alpha_2 = \frac{S}{2m\omega} \operatorname{ctg} \frac{\omega T^*}{2}; \alpha_1 = \frac{S}{2m\omega} ..$$

Отсюда условие резонанса

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega T^*}{2} \rightarrow \infty \Rightarrow \frac{\omega T^*}{2} = n\pi \Rightarrow \frac{2\pi}{\omega^*} \cdot \frac{\omega}{2\pi} = n \Rightarrow \Rightarrow \omega = n\omega^*; T^* = T \cdot n. \tag{11}$$

Таким образом, в системе реализуется множество ударных резонансов, начиная с основного ($\omega^* = \omega_{11}$) и затем – на режимах различной кратности $n (n = 1, 2, 3, \dots)$ по собственным частотам ω относительно возмущающей периодической силы ω^* (или дольности по периодам соответственно).

Численное решение. Аналитическое решение сложно использовать при анализе движения многомассовых систем. В этом случае удобнее применить прямое численное интегрирование системы (6), наблюдая установившиеся режимы ее движения. В частности, может быть использована схема интегрирования Рунге-Кутты, реализованная в пакете Maple. Тогда при ненулевых δ^* имеем непрерывную функцию $F_{имп}(t)$ (см. рис. 4), и задавая шаг интегрирования $\Delta \ll \delta^*$, можно получать численные решения, с достаточной точностью отражающие поведение динамической системы. Для анализа решения удобно ввести безразмерные время τ и координату y_{11} :

$$\tau = t/T^*; y_{11}(\tau) = x_1(t)/x_{1cr}, x_{1cr} = F_{max}/c_1. \tag{12}$$

Перебирая периодичность действия импульсов

$$T^* = \alpha_1 T_{11}, \tag{13}$$

где $\alpha_1 = [\alpha_1^-, \alpha_1^+]$ – некоторый коэффициент из задаваемого интервала изменения, можно получить искомый набор характеристик движения на дискретном

множестве α_1 .

Эта информация служит в качестве базовой для анализа поведения системы, поскольку путем изменения α можно изменять частоту действия импульсных внешних сил относительно собственной частоты исследуемой системы. Далее этот коэффициент α можно назвать коэффициентом повторности импульсов.

II. Двухмассовая система. Уравнения движения системы (см. рис. 2):

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = F_{\text{имп}}(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (14)$$

или

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + 2\eta \dot{x}_1 + \bar{\omega}_1^2 x_1 + \bar{\omega}_2^2 (x_1 - x_2) = A\varphi(t); \\ \ddot{x}_2 + \bar{\omega}_2^2 (x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (15)$$

Аналитический способ решения. В данном случае определим только собственные частоты системы (14), (15). При малом трении собственные частоты колебаний двухмассовой системы определяются из характеристического уравнения

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 - m_2 \omega^2 \end{vmatrix} = 0,$$

или

$$\omega^4 - \omega^2 \cdot \bar{\omega}_3^2 + \bar{\omega}_1^2 \bar{\omega}_2^2 = 0,$$

где $\bar{\omega}_3^2 = \bar{\omega}_1^2 + \bar{\omega}_2^2 + \bar{\omega}_2^2$ (см. (15)).

Тогда собственные частоты колебаний имеют вид:

$$\omega_{(1,2)}^2 = 0,5(\bar{\omega}_3^2 \mp \sqrt{\bar{\omega}_3^4 - 4\bar{\omega}_1^2 \cdot \bar{\omega}_2^2}). \quad (16)$$

Введя в рассмотрение безразмерные параметры $\lambda = \omega^2 / \bar{\omega}_1^2$; $\delta_2 = \bar{\omega}_2^2 / \bar{\omega}_1^2$; $\delta_{12} = \bar{\omega}_2^2 / \bar{\omega}_1^2$, из (16) можно определить поведение частот:

$$\lambda_{1,2} = 0,5 \left[\delta_2 + 1 + \delta_{12} \mp \sqrt{(\delta_2 + 1 + \delta_{12})^2 - 4\delta_2^2} \right].$$

В итоге получаем зависимости относительных собственных частот (их квадратов) как функций относительных характеристик "присоединенной" к исходной одно-массовой дополнительной части системы. Учитывая, что при этом можно рассмотреть случаи $m_2 \leq m_1$, $c_2 \geq c_1$, имеем $\delta_2 \geq \delta_{12}$, $\delta_2 \geq 1$. С учетом этих ограничений и варьируя δ_2 , δ_{12} , можно проследить "миграцию" спектров, определяемую параметром λ . Таким образом можно определить потенциально опасные режимы с точки зрения возникновения ударного резонанса, а именно с периодами, кратными собственным частотам.

Численный метод. Применяется тот же подход, что и для одномассовой системы, однако в этом случае добавляется вторая контролируемая координата – $x_2(t)$, а в остальном процесс аналогичен описанному выше.

Анализ процесса в среде Cosmos Motion. В настоящее время для моделирования динамики сложных систем во все большей мере используются САЕ-системы типа Cosmos Motion, MSC.Adams, UM. Их несомненным преиму-

ществом является интуитивно понимаемый и удобный интерфейс пре- и постпроцессинга, возможности визуализации и обработки результатов. Более того, эти системы удобно использовать не только для систем материальных точек, но и для реальных тел с той или иной геометрической формы, размерами и свойствами материалов отдельных деталей. В данном случае удобно рассмотреть возможности исследуемой системы, имея в виду использование ее в ходе дальнейших исследований, с одной стороны, а с другой – соотнося полученные с ее помощью результаты с результатами аналитического и численного моделирования. Последнее дает некоторую оценку точности и достоверности для выбранной системой, например, Cosmos Motion, при удовлетворительных результатах, т.е. когда

$$\begin{cases} \left\{ \max |x_{CM} - x_M| / |x_A| \right\} \leq \varepsilon, \\ \left\{ \max |x_{CM} - x_A| / |x_A| \right\} \leq \varepsilon. \end{cases} \quad (17)$$

Здесь x_{CM}, x_M, x_A – компоненты решения x_1, x_2 , определяемые в среде Cosmos Motion, Maple и при аналитических вычислениях соответственно, а ε – допустимая погрешность, в дальнейшем можно использовать именно систему Cosmos Motion для моделирования динамики исследуемых систем.

III. Трехмассовая система. Для этой системы (см. рис. 2.3) уравнения движения

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + c_2 (x_1 - x_2) = F_{\text{имп}}(t); \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) + c_3 (x_2 - x_3) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 (x_3 - x_2) = 0. \end{cases} \quad (18)$$

Для исследования этой системы применяется численное интегрирование в системах Maple и Cosmos Motion. Предварительная оценка собственных частот проводится по корням характеристического уравнения

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m_1 \omega^2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 - m_2 \omega^2 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 - m_3 \omega^2 \end{vmatrix} = 0.$$

В остальном расчеты – аналогично предыдущим вариантам системы.

Результаты тестовых расчетов

I. Одномассовая система. На рис. 5 представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) одномассовой системы. На рис. 6-10 показан характер динамических процессов в системе при $\alpha_1 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$, полученных численно. Интегрирование ведется при нулевых начальных условиях. Здесь и далее результаты приведены для системы с параметрами $m_1 = 15960$ кг, $c_1 = 5,28 \cdot 10^6$ Н/м, вязкость 12768 (Н·с)/м, амплитуда силы $A = 2 \cdot 10^6$ Н, по оси ординат – перемещение x_1 в м, по оси абсцисс – время в дискретах $3,6 \cdot 10^{-4}$ с. На рис. 11 представлена зависимость амплитуды установившихся колебаний от коэффициентом повторности импульсов, отнесенных к амплитуде при $\alpha = 1$. На этой сводной диаграм-

ме показаны также данные для $\alpha = 2,5; 3,5; 4,5$.

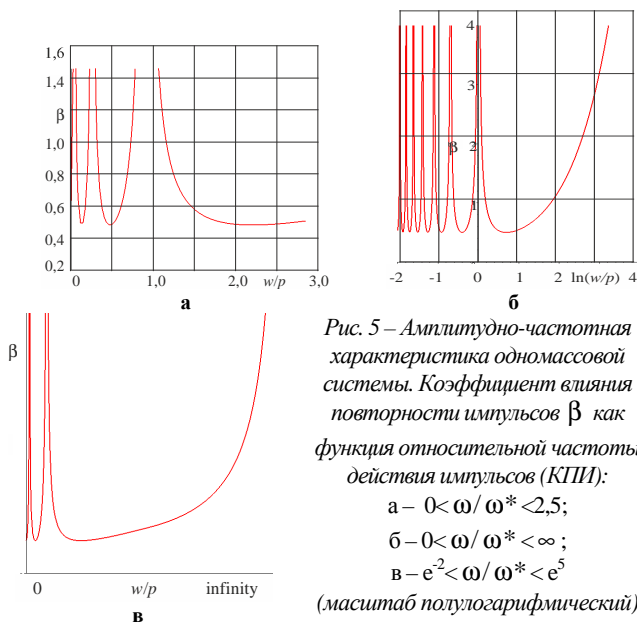


Рис. 5 – Амплитудно-частотная характеристика одномассовой системы. Коэффициент влияния повторности импульсов β как функция относительной частоты действия импульсов (КПИ):
 а – $0 < \omega / \omega^* < 2,5$;
 б – $0 < \omega / \omega^* < \infty$;
 в – $e^{-2} < \omega / \omega^* < e^5$
 (масштаб полулогарифмический)

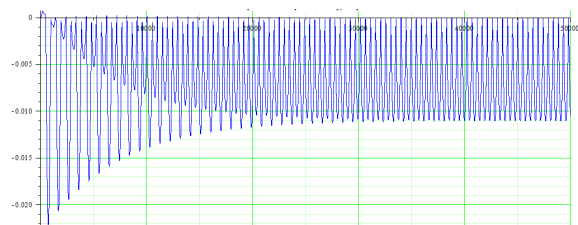


Рис. 6 – Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 0,5$

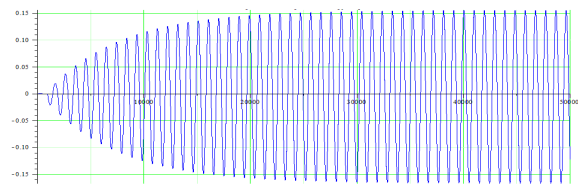


Рис. 7 – Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 1,0$

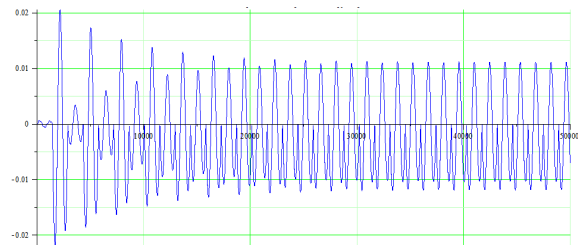


Рис. 8 – Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 1,5$

Полученные численные результаты корреспондируют с результатами аналитических исследований. Так, на частотах возмущения, дольных от собственной частоты, амплитуды колебаний резко превышают амплитуды, достигаемые при удалении частот возмущения от указанных. Наибольшие амплитуды достигаются на основной частоте ($\alpha_1 = 1,0$), далее с дискретным ростом α_1 они

уменьшаются (при сохранении амплитуды и длительности единичного удара).

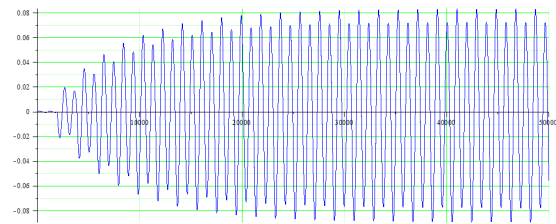


Рис. 9 – Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 2,0$

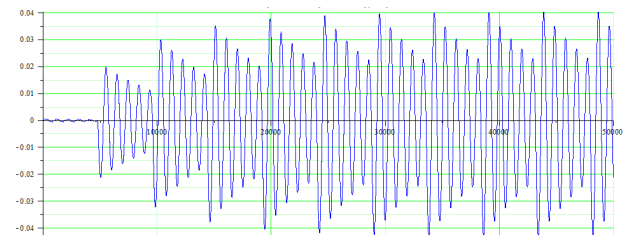


Рис. 10 – Динамический процесс в одномассовой системе при $\alpha_1 = 5,0$

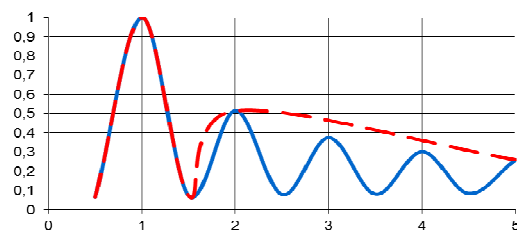


Рис. 11 – Зависимости амплитуды установившихся колебаний от коэффициента повторности импульсов, отнесенных к амплитуде при $\alpha = 1$

Таким образом, с точки зрения интенсивности колебаний при изменении коэффициента повторности импульсов достаточно отслеживать собственные частоты с кратностью по сравнению с возмущающей частотой до $\alpha = 3 \div 5$.

Из представленных временных распределений и сводной диаграммы видно, что при $\alpha_1 \in \{1,0; 2,0; 5,0\}$ (т.е. целом коэффициенте повторности импульсов) наблюдается резкое возрастание амплитуд колебаний в исследуемой системе, чего не наблюдается при $\alpha_1 \in \{0,5; 1,5; 2,5; 3,5; 4,5\}$.

II. Двухмассовая система. Для случая $m_2 = 0,5m_1$, $c_2 = 10c_1 \in \{1; 2; 10\}$ проведено исследование движения системы аналогично (13) ($T^* = \alpha_2 T_{21}$) в диапазоне $\alpha_2 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$ (примеры – на рис. 12-14).

На рис. 15 представлена сводная диаграмма, характеризующая влияние коэффициентов повторности импульсов α на относительные амплитуды колебаний обоих тел исследуемой системы. Данная диаграмма по характеру зависимостей полностью соответствует диаграмме для одномассовой системы (см. рис. 11). Видно, что в этой системе также наблюдаются ударные резонансы. Поскольку вторая собственная частота системы намного выше первой, то движение тела 2 практически синхронизируется с движением тела 1.

зировано с движением тела 1. Необходимо при этом отметить, что более важным является не подтверждение возможности ударных резонансов, а возможность получения этих режимов путем численного интегрирования.

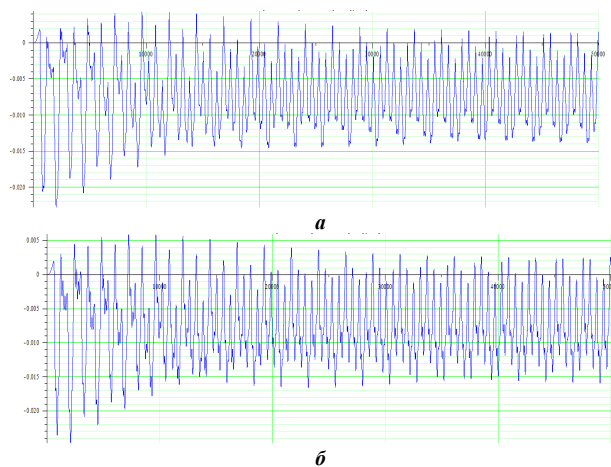


Рис. 12 – Динамический процесс в двухмассовой системе при $\alpha_2 = 0,5$: а – тело 1; б – тело 2

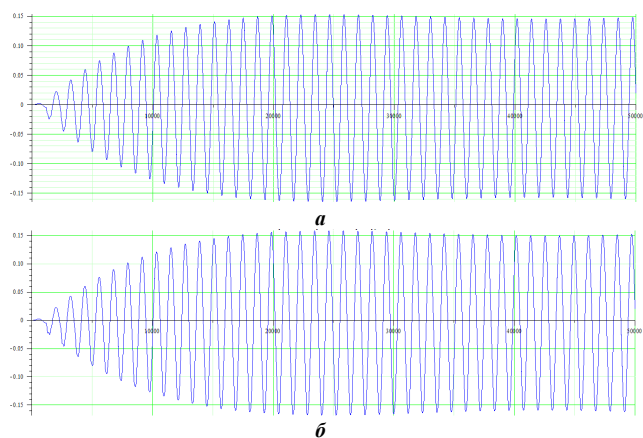


Рис. 13 – Динамический процесс в двухмассовой системе при $\alpha_2 = 1,0$: а – тело 1; б – тело 2

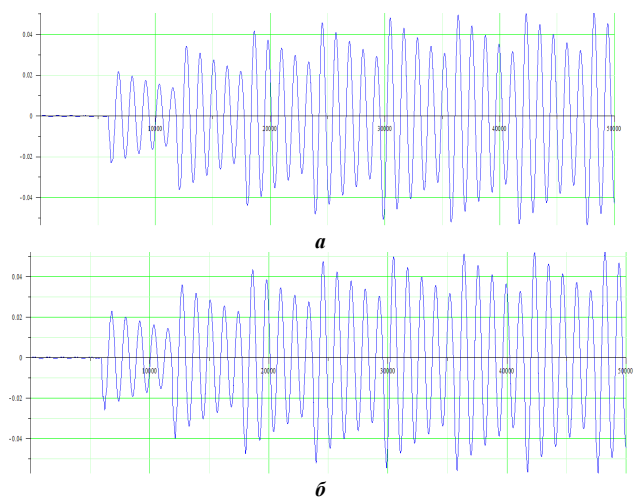


Рис. 14 – Динамический процесс в двухмассовой системе при $\alpha_2 = 5,0$: а – тело 1; б – тело 2

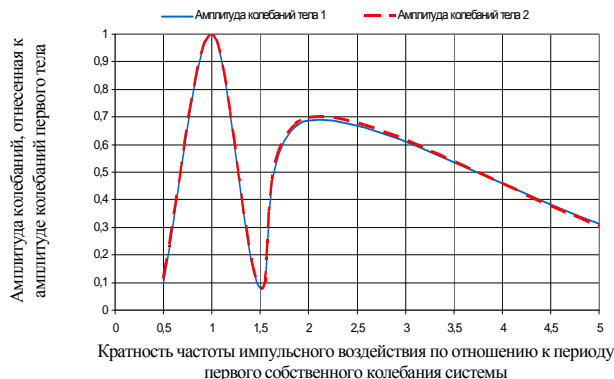


Рис. 15 – Зависимости амплитуды установившихся колебаний элементов двухмассовой системы, отнесенные к амплитуде при $\alpha = 1$, от коэффициента повторности импульсов

III. Трехмассовая система. В данном случае принципиальных отличий в поведении системы по сравнению с двухмассовой не наблюдается. В связи с этим проведено исследование динамики в диапазоне $\alpha_3 \in \{0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 5,0\}$ ($T^* = \alpha_3 T_{31}$) для конкретного случая $m_2 = m_3 = 0,5m_1, c_2 = c_3 = 10c_1$. На рис.16-18 представлены результаты исследований для тела (массы) 1 (для тел 2 и 3 – аналогичные распределения) для отдельных α_3 . Ударный резонанс достигается как на второй, так и на третьей массе. На рис.19 приведена сводная диаграмма влияния коэффициента повторности импульсов на амплитуды колебаний в установившемся режиме для этой системы. По виду данная диаграмма аналогична диаграммам для одно- и двухмассовой систем (см. рис. 11, 15).

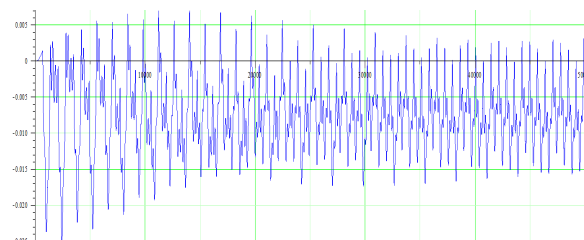


Рис. 16 – Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 0,5$

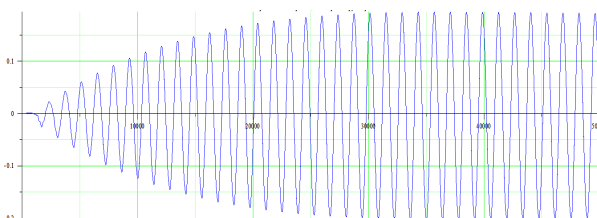


Рис. 17 – Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 1,0$

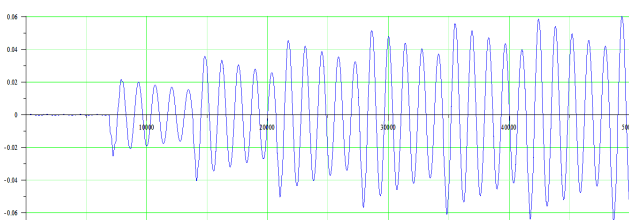


Рис. 18 – Динамический процесс в трехмассовой системе при $\alpha_3 = 5$

Таким образом, основным выводом по проведенным исследованиям является подтверждение возможности ударных резонансов на частотах возмущения, дольных от собственных частот колебаний системы, причем эти резонансные режимы четко проявляются при численном интегрировании. При этом, чем выше коэффициент повторности импульсов, тем менее опасен ударный резонанс.

Околорезонансные режимы

Резонансные режимы в системе с конечным числом степеней свободы соответствуют точной кратности собственных частот частоте возбуждающей силы. Естественно, что при нарушении кратности процесс в исследуемой системе изменяется. Отследить это влияние можно, варьируя частоту внешнего воздействия (рис. 20-23).

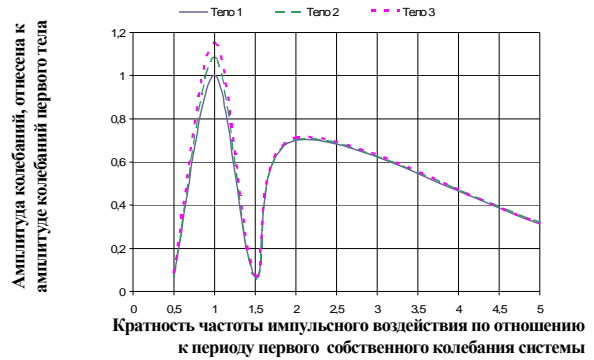


Рис. 19 – Зависимости амплитуды установившихся колебаний элементов трехмассовой системы, отнесенные к амплитуде при $\alpha = 1$, от коэффициента повторности импульсов α

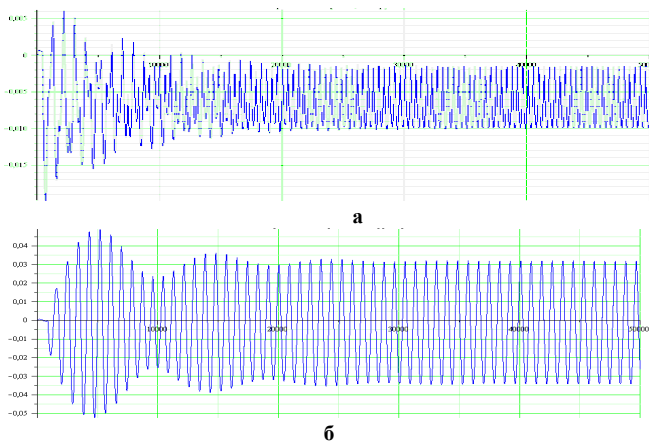


Рис. 20 – Динамический процесс в одномассовой системе при:
 а — $\alpha_1 = 0,5+10\%$; б — $\alpha_1 = 1,0+10\%$; в — $\alpha_1 = 1,5+10\%$;
 г — $\alpha_1 = 2,0+10\%$; д — $\alpha_1 = 5,0+10\%$

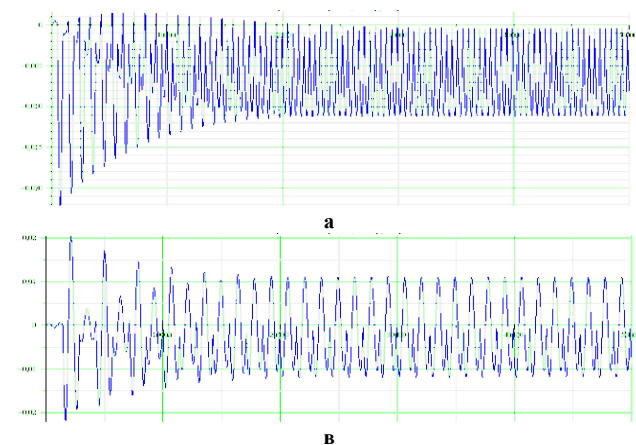
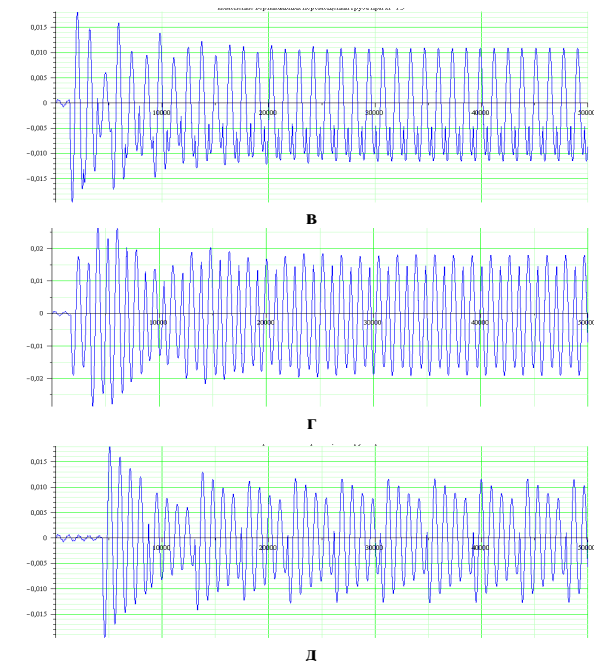
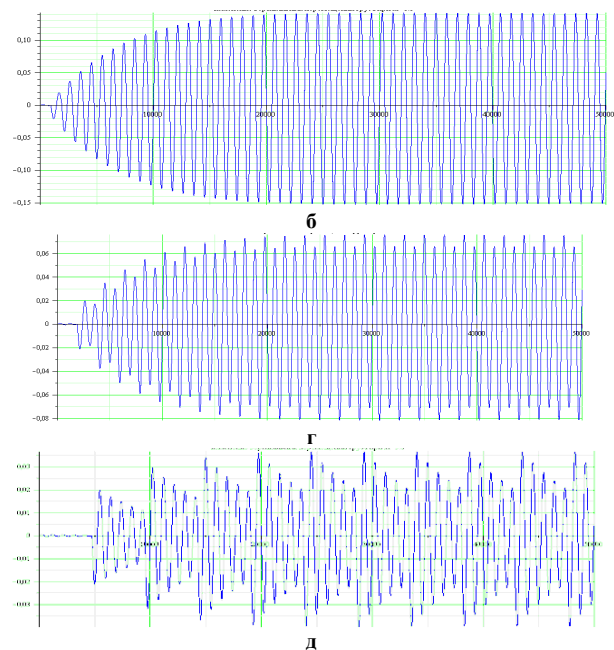


Рис. 21 – Динамический процесс в одномассовой системе при:
 а — $\alpha_1 = 0,5+1\%$; б — $\alpha_1 = 1,0+1\%$; в — $\alpha_1 = 1,5+1\%$;
 г — $\alpha_1 = 2,0+10\%$; д — $\alpha_1 = 5,0+1\%$



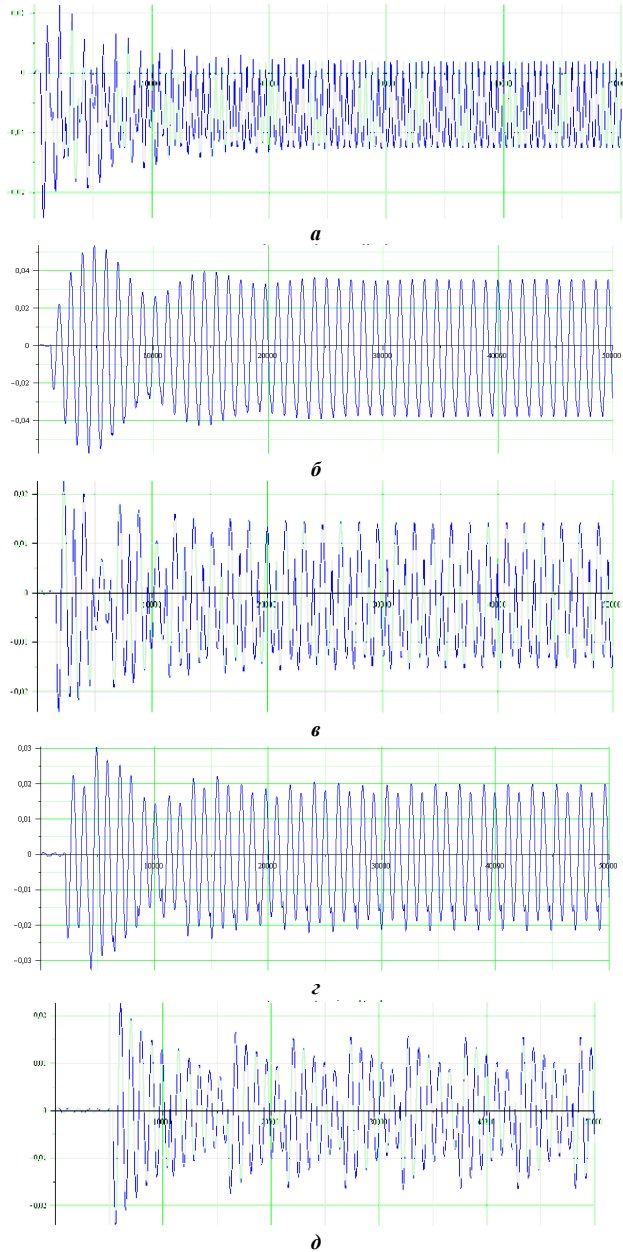


Рис. 22 – Динамический процесс в одномассовой системе при:
 а – $\alpha_1 = 0,5-10\%$; б – $\alpha_1 = 1,0-10\%$; в – $\alpha_1 = 1,5-10\%$;
 г – $\alpha_1 = 2,0-10\%$; д – $\alpha_1 = 5,0-10\%$

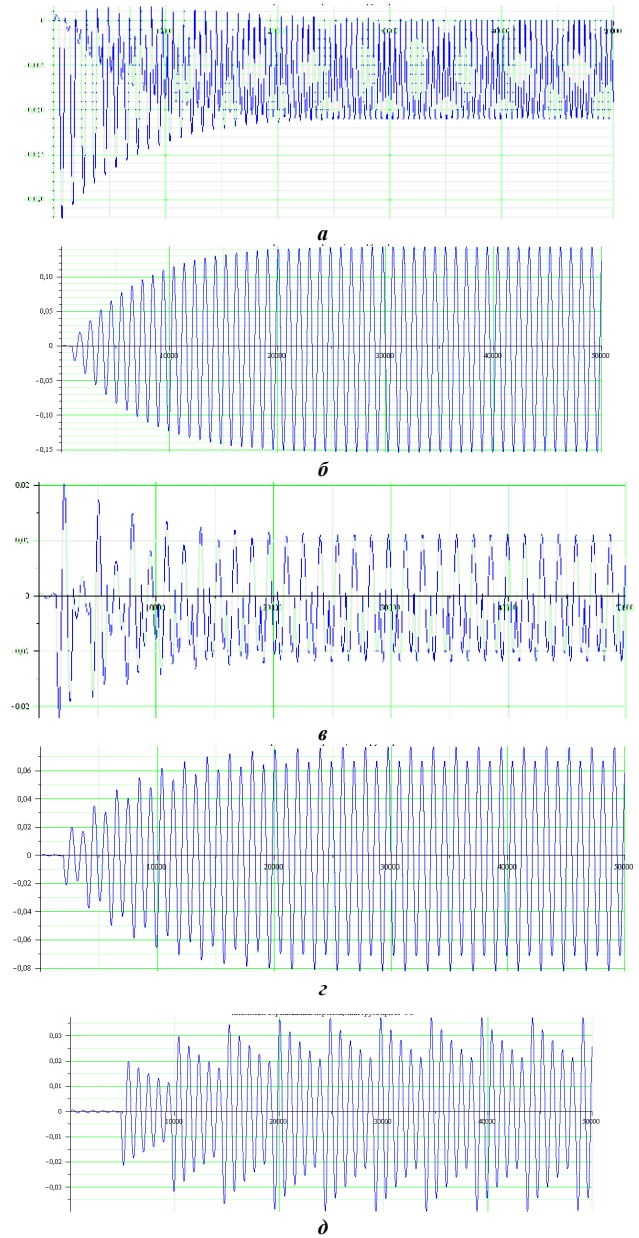


Рис. 23 – Динамический процесс в одномассовой системе при:
 а – $\alpha_1 = 0,5-1\%$; б – $\alpha_1 = 1,0-1\%$; в – $\alpha_1 = 1,5-1\%$;
 г – $\alpha_1 = 2,0-1\%$; д – $\alpha_1 = 5,0-1\%$

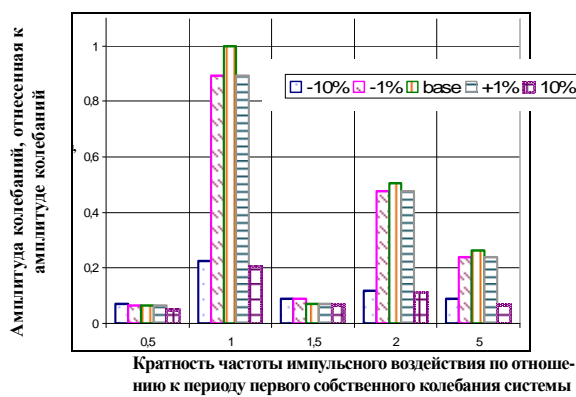


Рис. 24 – Зависимости амплитуд установившихся колебаний одномассовой системы, отнесенные к амплитуде при $\alpha = 1$, при различных отстройках от резонансной частоты ($\pm 1\%$, $\pm 10\%$)

На рис. 20-23 представлены временные распределения перемещения одномассовой системы при варьировании на $\pm 1\%$, $\pm 10\%$ частоты возбуждения от кратной резонансной. Видно, что в отличие от отстройки $\pm 1\%$, отстройка частоты от резонансной уже на 10% приводит к качественно иному поведению системы. При этом количественно это выражается в снижении амплитуды в несколько раз. Сводная картина зависимости амплитуд колебаний от коэффициентов повторности импульсов и степени отстройки более наглядно видна из диаграммы, представленной на рис. 24. Таким образом, для отстройки от ударного резонанса достаточно незначительного изменения частоты внешнего возмущения (или собственных частот конструкции машины).

Влияние вязкого трения

Вязкое трение в виброударной системе является фактором, сдерживающим рост амплитуды вынужденных колебаний. При этом данное влияние тем сильнее, чем

выше коэффициент демпфирования (рис. 25-30). На рис. 31 представлена сводная диаграмма, отражающая степень этого влияния.

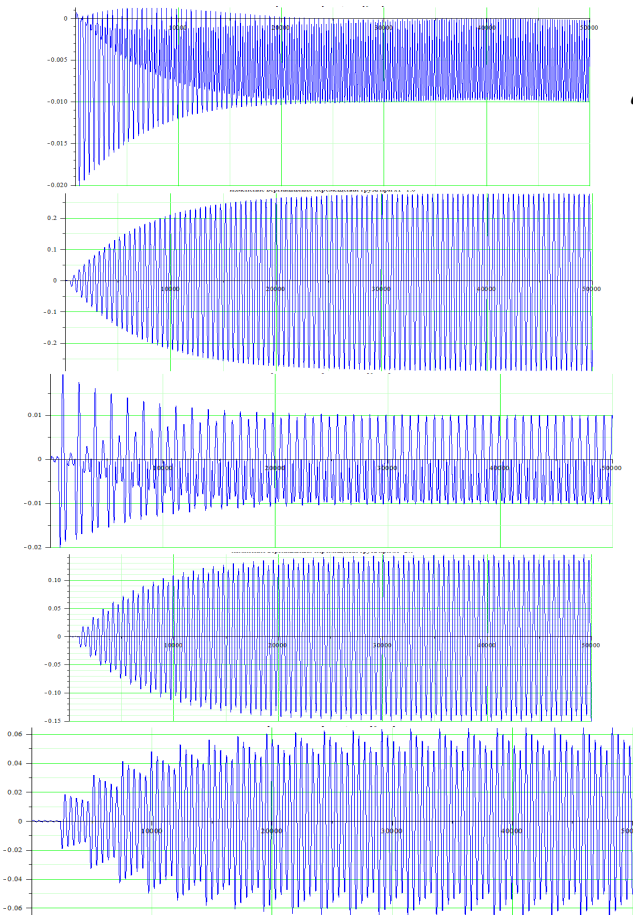


Рис. 25 – Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 2 раза:
 а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

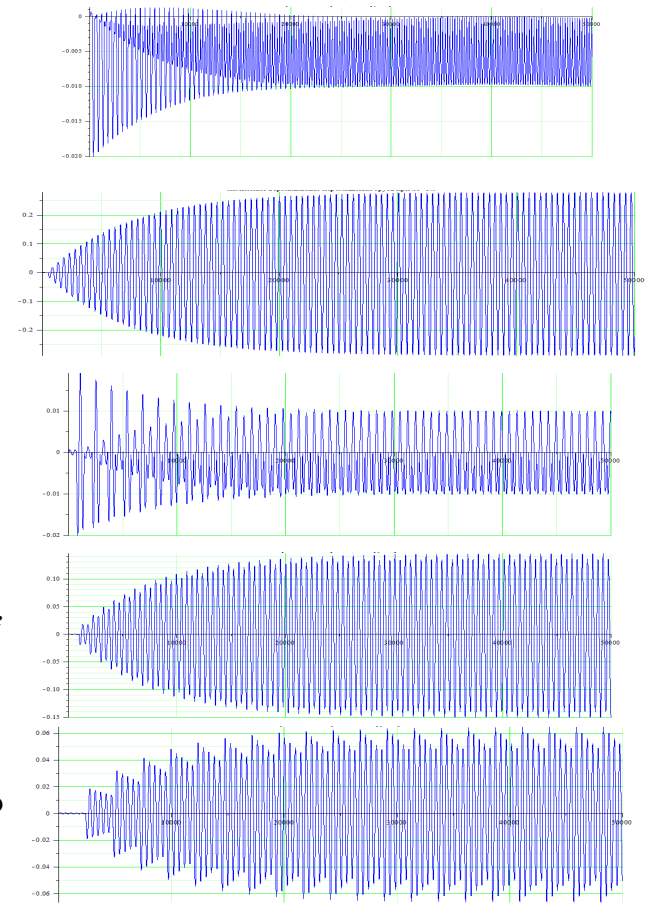


Рис. 26 – Динамический процесс в одномассовой системе при увеличенном коэффициенте вязкого трения в 2 раза:
 а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

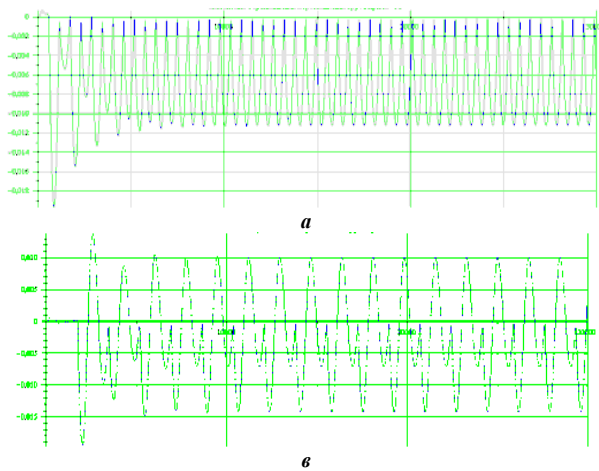
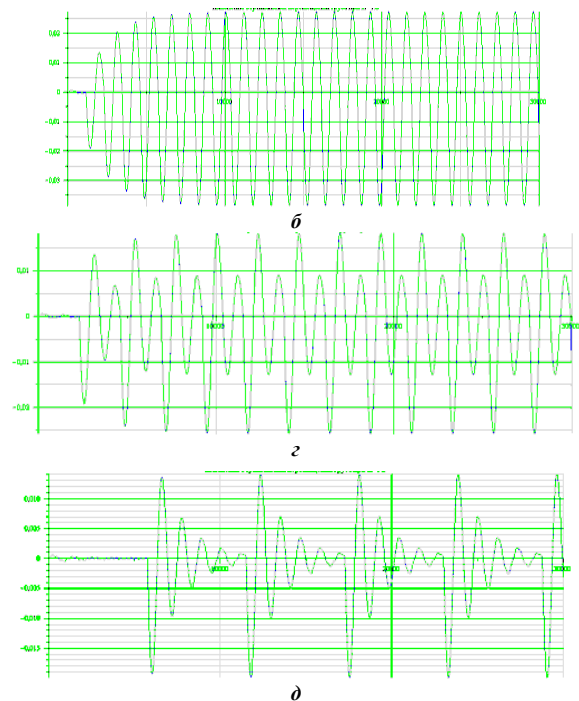


Рис. 27 – Динамический процесс в одномассовой системе при увеличенном коэффициенте вязкого трения в 5 раз:
 а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$;
 г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$



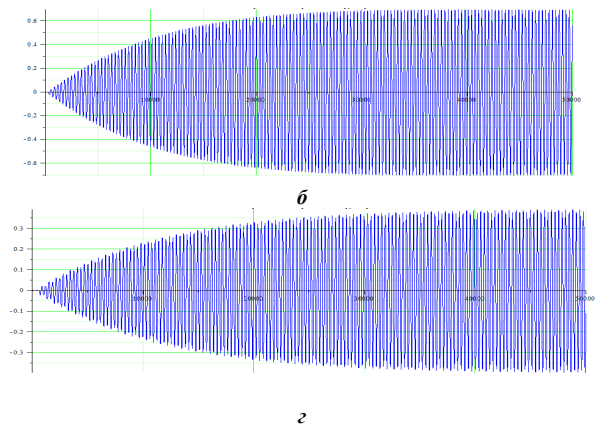
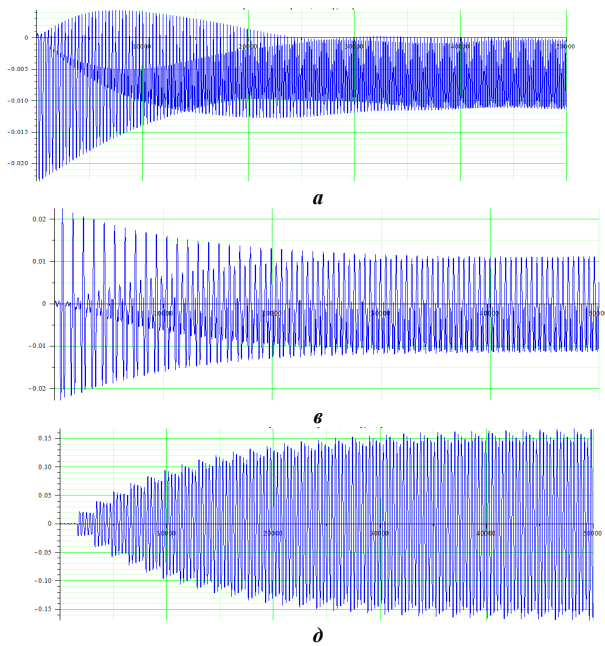


Рис. 28 – Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 5 раз:

а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$;

г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

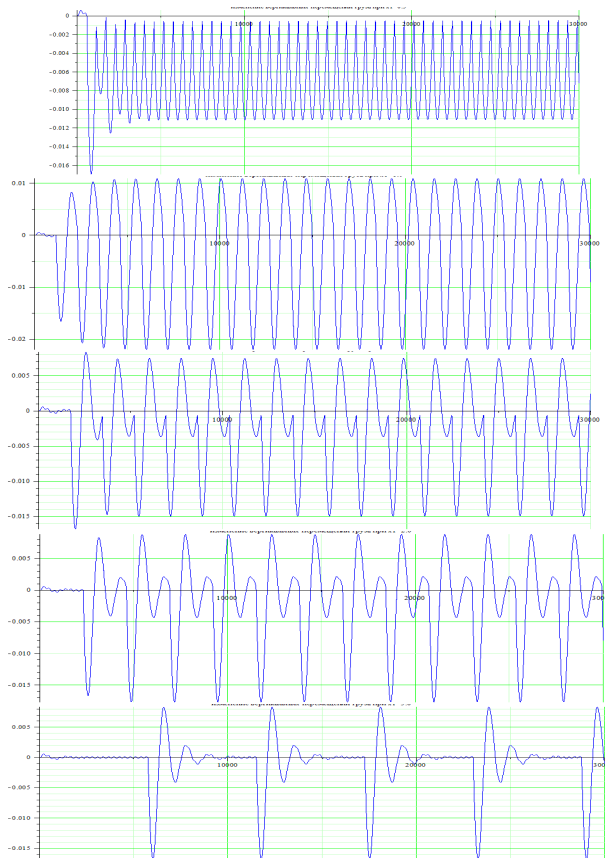


Рис. 29 – Динамический процесс в одномассовой системе при увеличенном коэффициенте вязкого трения в 10 раз:

а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

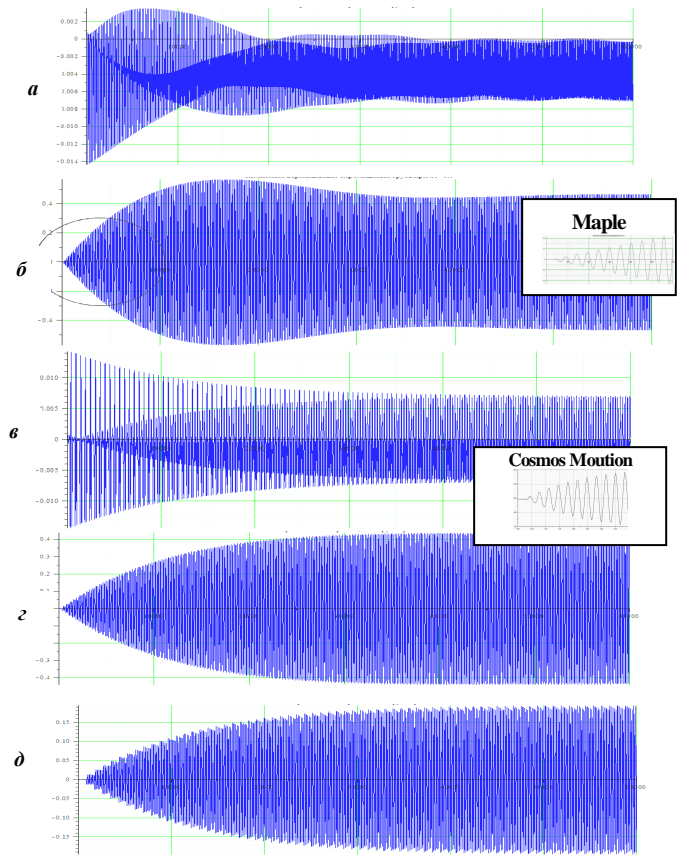


Рис. 30 – Динамический процесс в одномассовой системе при уменьшенном коэффициенте вязкого трения в 10 раз:

а – $\alpha_1 = 0,5$; б – $\alpha_1 = 1,0$; в – $\alpha_1 = 1,5$; г – $\alpha_1 = 2,0$; д – $\alpha_1 = 5,0$

Из представленных данных можно сделать вывод, что наряду с отстройкой от резонансных частот эффективным средством гашения колебаний при ударном полиимпульсном возбуждении является наличие сильного вязкого трения.

Анализ представленных материалов дает основание для следующих выводов.

1. Для исследования ударного резонанса в динамических системах предложено использование комплексного подхода, сочетающего аналитические вычисления, численное интегрирование уравнений движения и симулирование в САЕ-пакетах. Продемонстрировано, что все три способа обеспечивают адекватное моделирование и точное определение условий для

достижения ударного резонанса, в связи с чем можно констатировать, что в зависимости от особенностей исследуемой системы или задачи можно применять любой из способов или их комбинацию.

2. Ударный резонанс в системе может реализовываться при условии кратности периода возбуждения к периоду любого из собственных частот колебаний или высокой степени близости к ней (около 1-3 %). При этом как особенность можно отметить сильное влияние частотной отстройки на уменьшение амплитуд установившихся колебаний.

3. Вязкое трение уменьшает амплитуды резонансных колебаний при ударном резонансе.

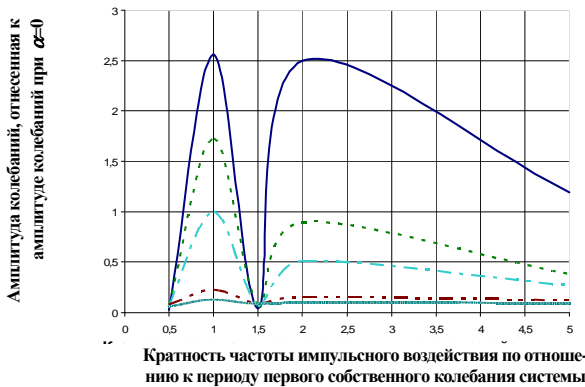


Рис. 31 – Зависимости амплитуд установившихся колебаний одномассовой системы, отнесенных к амплитуде при $\alpha = 1$, при различных коэффициентах вязкого трения (0,1 от базового варианта; 0,5 от базового варианта; базовый вариант; удесятеренный коэффициент трения)

Таким образом, основным выводом по проведенным исследованиям является подтверждение возможности ударных резонансов на частотах возмущения, дольных от собственных частот колебаний, причем эти резонансные режимы четко выявляются при численном интегрировании. При этом численным интегрированием подтверждено, что чем выше КПИ, больше коэффициент вязкого трения или величина отстройки от резонансной частоты, тем менее опасен ударный резонанс.

Полученные результаты могут быть распространены и на дискретно-континуальные системы. Действительно, после проведения процедуры дискретизации любой конструкции получается система с конечным, хотя, быть может, и очень большим числом степеней свободы, а для нее справедливы все обнаруженные и описанные в данной работе особенности.

Рассмотрим, в частности, многомассовую систему, уравнения движения которой

$$M\ddot{X} + K\dot{X} + CX = Y f_{\text{имп}}(t). \quad (19)$$

Здесь $X = \{X_1, X_2, \dots, X_N\}^T$, $Y = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_N\}^T$ – вектор-столбец обобщенных координат и нагрузок соответственно, M, K, C – матрицы масс, демпфирования и упругих характеристик, а функция $f_{\text{имп}}(t)$ имеет вид, представленный на рис. 4, только с единичной амплитудой.

Рассматривая аналогично случаю с одной степе-

ню свободы, уравнение (19) для случая отсутствия трения

$$M\ddot{X} + CX = Y f_{\text{имп}}(t), \quad (20)$$

получим условие резонанса при периодическом ударном воздействии.

Как известно, с помощью некоторого преобразования H исходную систему (20) можно свести к набору разделенных уравнений относительно собственных форм Z_i :

$$H : \{Z = H \cdot X; W = H \cdot Y\} \Rightarrow \Rightarrow \ddot{Z}_i + p_i^2 Z_i = W_i f_{\text{имп}}(t), i = 1, \dots, N. \quad (21)$$

При этом в силу независимости этих уравнений получаем наборы условий наступления резонанса

$$\omega^* = p_i / n; \quad (22)$$

$$p_i = \omega^* \cdot n; T^* = T_i \cdot n; i = 1, 2, \dots, N, n = 1, 2, 3, \dots \quad (23)$$

Эти резонансы наступают при кратности периода возмущающей силы периоду любого собственного колебания. Таким образом, в данном случае имеем гораздо больше условий резонанса, чем в случае с системой, имеющей одну степень свободы.

Моделирование динамических процессов в дискретно-континуальной системе при периодическом ударном нагружении

Обоснование рациональных, конструктивных и технологических параметров, а также определение эксплуатационных режимов для крупногабаритных тяжело нагруженных ВМ является достаточно сложной научно-технической задачей. При этом традиционные подходы [1] применительно к крупногабаритным машинам, кроме известных критериев и ограничений, имеют свои дополнительные особенности. Это касается, например, методов уточнения нагрузок при взаимодействии подбрасываемого технологического груза с корпусом колеблющейся машины [4]. Кроме того, важным ограничительным фактором, формирующим соответствующие ограничения, является учет деформационных частот и форм колебаний корпусов проектируемых машин с точки зрения возможного резонанса [5].

Указанные физико-механические процессы, порождающие новые критерии и ограничения, ужесточают требования к проектированию виброударных тяжело нагруженных машин. В то же время углубленный анализ протекающих в процессе эксплуатации вибро машин физико-механических процессов позволил выявить новый проблемный фактор – возможность ударного резонанса в исследуемых ВМ, еще более ограничивающий свободу выбора их проектных параметров и конструктивных схем.

В отличие от известных методик расчета ударного резонанса для систем с одной степенью свободы, в данном случае наблюдается более сложное сочетание факторов:

- исследуемая конструкция является системой со многими степенями свободы, причем она ведет себя на нижних частотах возбуждения как твердое тело на упругих опорах (т.е. как система с конечным числом степеней свободы), а на высоких начинают проявляться

формы колебаний металлоконструкции как упруго-деформируемой системы;

– основная возбуждающая ударная сила в этих машинах является внутренней по природе своего возникновения для системы "колеблющийся корпус – вибрирующий с подбрасыванием технологический груз", причем ее распределение во времени определяется физико-механическими свойствами машины и груза, а также эксплуатационными режимами (амплитуды и частоты возбуждения). Соответственно, возникают дополнительные сочетания конструктивных параметров и режимов работы ВМ, опасные с точки зрения возникновения ударного резонанса. При этом особое внимание следует уделить спектрам колебаний корпусов проектируемых машин, в которых, собственно, такое явление может возникать. В данной работе исследуются собственные частоты и формы колебаний на примере вибрационной машины для выбивки литья конструкции и производства ОАО "Азовмаш" [4, 5].

Цель исследований, описанных далее, – определить проблемные режимы возбуждения этой машины, опираясь на изучение спектра и форм колебаний ее корпуса.

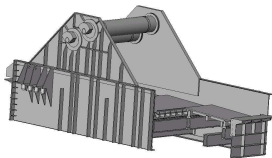
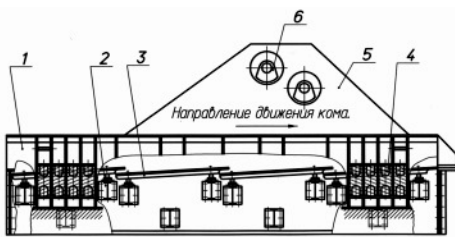


Рис. 32 – Выбивная транспортирующая машина с дебалансным приводом

Выбивная машины [4, 5] (рис. 32) для извлечения крупного вагонного литья из песчано-глинистых форм представляет собой крупногабаритную сборно-сварную конструкцию, опирающуюся на упругие опоры и приводимую в действие за счет инерционных сил от вращения дебалансных валов (рис. 33).



- 1 – корпус; 2 – балки;
3 – колосниковые решетки;
4 – упругие опоры; 5 – щеки опор дебалансных валов;
6 – валы дебалансного привода

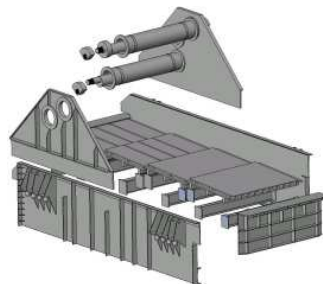


Рис. 33 – Элементы выбивной транспортирующей машины

Данная конструкция представляет собой динамическую систему, в данной работе условно называемую дискретно-континуальной. Ее дискретная часть состоит из корпуса, моделируемого как жесткое тело на упру-

гих опорах, и описывается шестью степенями свободы. Континуальная часть моделирует корпус как упругое тело, деформация которого описывается бесконечным числом степеней свободы.

Учитывая, что для описания континуальных систем при применении такого мощного современного метода как метод конечных элементов (МКЭ) требуется большое, но конечное число степеней свободы (они соответствуют, например, узловым перемещениям конечно-элементной модели), в целом всю дискретно-континуальную систему можно дискретизировать, дополнив упругие опоры в созданную конечно-элементную модель (КЭМ). Тогда в целом получаем дискретную, но подробную, приближенную к дискретно-континуальной, модель исследуемой машины. Описанное выше разделение машины на дискретную и континуальную части условно, т.к. эти части механически напрямую из системы выделены быть не могут. Отличие между ними – в поведении при различных частотах возбуждения. Как правило, на нижних частотах проявляются свойства системы как дискретной, а на высоких – континуальной.

Уравнения движения ВМ после дискретизации по методу конечных элементов в первом приближении имеют вид:

$$M\ddot{x} + K\dot{x} + Cx = A \sin \omega^* t + F_{уд}(t). \quad (24)$$

Здесь M , K , C – матрицы масс, демпфирования и жесткости конечно-элементной модели соответственно; $A \sin \omega^* t$ – распределенная по узлам гармоническая сила возбуждения амплитудой A от вращения дебалансных валов с частотой ω^* ; $F_{уд}(t)$ – сила ударного взаимодействия корпуса машины с технологическим грузом, определяемая из условий их ударного взаимодействия.

При малом демпфировании в системе (24) возможен ударный резонанс, вызываемый импульсным характером распределения силы ударного взаимодействия (рис. 34).

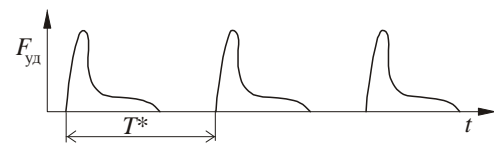


Рис. 34 – Характер распределения силы ударного взаимодействия во времени

В силу того, что машина работает с частотой $\omega^* = 2\pi\nu^* = 2\pi/T^*$, где T^* – период процесса, причем эта частота выше частоты собственных колебаний машины как жесткого тела на упругих опорах, ударный резонанс может приводить к возбуждению более высоких форм колебаний. В этом случае (рис. 35) машина, работающая в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний корпуса (т.е. как жесткого тела [5]), может иметь совпадение (или близость) собственной частоты из диапазона $[\omega_D^1; \infty]$ частоте, кратной ω^* :

$$\omega_D^j \approx \omega^* \cdot n, \quad n = 1, 2, \dots \quad (25)$$

В этом случае j -я деформационная форма коле-

баний начнет резонировать, возбуждая колебания корпуса машины как конструкции с распределенными параметрами. Примечательно, что при этом данные колебания слабо влияют на движение корпуса машины как жесткого тела (формы с частотами $\omega_T^1 + \omega_T^6$), а, значит, и не изменяются условия взаимодействия технологического груза с корпусом (т.е. внутренняя для системы сила $F_{уд}(t)$ будет иметь практически неизменный характер распределения во времени). Такая особенность не дает возможности системе самоотстроиться от резонансного режима, т.к. импульсная сила генерируется на низких (трансляционных) формах колебаний, а воздействует – на высшие (деформационные), причем обратная связь в этом случае слабая.

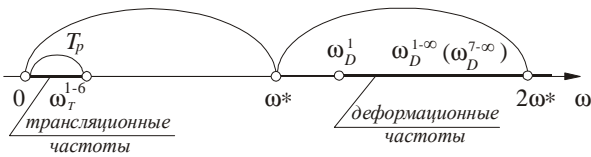


Рис. 35 – Соотношения частоты возбуждения машины, работающей в зарезонансном режиме по трансляционным формам колебаний, с высокими ("деформационными") частотами колебаний

Для определения опасных режимов из системы

$$\text{Det}(C - \omega^2 M) = 0 \tag{26}$$

определяются собственные частоты колебаний корпуса машины $\omega^i = \{\omega_T^1, \dots, \omega_T^6, \omega_D^1, \omega_D^2, \dots\}$, а затем возможные совпадения (или близость) частот по соотношению (25).

Определяя собственные формы колебаний x_i из соотношения

$$(C - \omega^2 M)x = 0, \tag{27}$$

можно проконтролировать, на какой форме произойдет ударный резонанс.

Таким образом, исходная дискретно-континуальная система преобразуется в дискретный аналог путем применения технологии дискретизации метода конечных элементов. Поскольку при проектировании машины в расчет следует принимать нижние из "деформационных" частот и форм колебаний, а применяемая дискретизация дает возможность определить нижнюю часть спектра достаточно точно, то можно считать, что допускаемая в результате дискретизации общая погрешность является незначительной. При этом процесс сходимости решения можно проиллюстрировать на пробных моделях. В качестве тестового объекта исследований была выбрана выбивная машина, описанная в работах [4, 5]. Масса подпружиненной части корпуса машины – около 16 т.

Для контроля качества и точности расчетов спектров колебаний были проведены на начальном этапе варьирования размеров конечных элементов (КЭ) типа Shell, которыми моделируется исследуемый корпус.

На рис. 36 представлены сравнительные спектры, полученные при различной степени дискретизации корпуса. Видно, что получаемое в результате сгущения сетки уточнение результатов – незначительно, и в первом приближении эту модель (рис. 37, б) можно использовать

в качестве оценочной для выявления опасных режимов работы машины. В дальнейших исследованиях определялись динамические характеристики корпуса. В табл. 1 и на рис. 38 представлены собственные частоты, определенные из созданной КЭМ исследуемого корпуса.

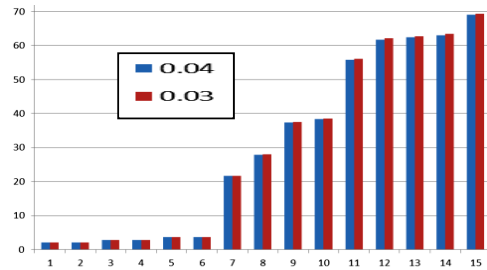


Рис. 36 – Сравнительные спектры, полученные при различной степени дискретизации корпуса: размеры конечно-элементной сетки 0,04 м и 0,03 м

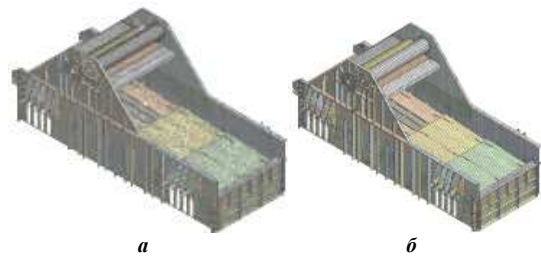


Рис. 37 – Конечно-элементные модели с разными размерами конечных Shell-элементов: а – 0,03 м; б – 0,06 м

Таблица 1 – Спектр собственных частот колебаний корпуса вибромашины

Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц	Форма	Частота, Гц
1	2,04	16	74,57	31	114,55
2	2,08	17	75,35	32	115,67
3	2,86	18	76,81	33	117,75
4	2,87	19	80,09	34	118,48
5	3,70	20	84,056	35	119,29
6	3,71	21	86,0	36	119,81
7	21,68	22	87,96	37	126,17
8	27,86	23	90,45	38	127,0
9	37,41	24	91,20	39	128,45
10	38,45	25	94,79	40	129,78
11	55,76	26	95,13	41	131,25
12	61,79	27	105,53	42	132,15
13	62,42	28	106,14	43	132,76
14	63,04	29	111,79	44	136,27
15	69,04	30	113,73	45	136,83

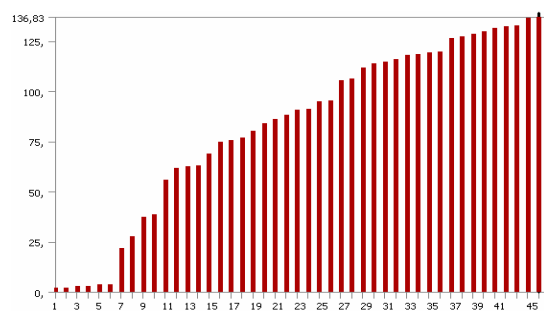


Рис. 38 – Спектр собственных частот колебаний (Гц) корпуса вибромашины

Анализ полученного спектра (см. рис. 38 и табл. 1) дает основание для следующих выводов.

1. На полученном спектре четко разделены диапазоны "трансляционных" (до 4 Гц) и "деформационных" (после 20 Гц) частот собственных колебаний.

2. Возмущающая сила с частотой 16 Гц [4, 5] обеспечивает работу машины в зарезонансном режиме по "трансляционным" и дорезонансом – по "деформационным" частотам.

3. Спектр "деформационных" частот достаточно густой и плавно изменяющийся. Следовательно, в такой динамической системе возможность выполнения условия (25) достаточно высока. Таким образом, данная конструкция потенциально подвержена множественным ударным резонансам.

4. У исследуемой конструкции отсутствуют собственные частоты, точно кратные частоте возбуждения. Таким образом, "сильные" и "прямые" режимы ударного резонанса в номинальном случае не должны реализовываться.

В реальных условиях проектирования и эксплуатации ни массовые, ни жесткостные характеристики исследуемой конструкции не являются зафиксированными. На этапе проектирования возможны изменения проекта конструкции. Даже будучи незначительными, они изменяют M и C в (26) и (27), а, значит, и собственные частоты, и формы. Кроме того, в процессе работы часть материала из выбиваемого технологического груза оседает на корпусе ВМ, латентно изменяя матрицу M в

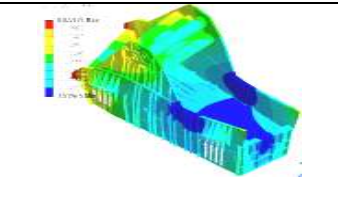
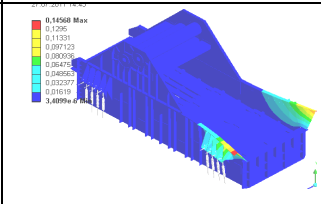
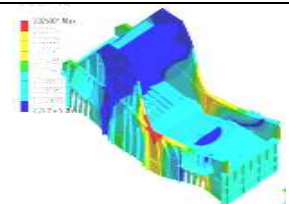
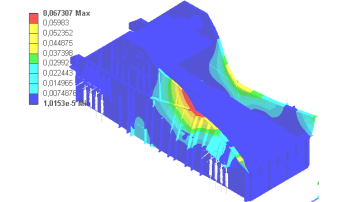
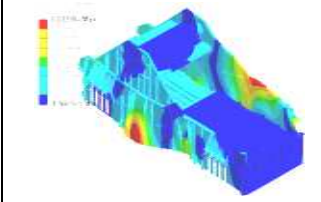
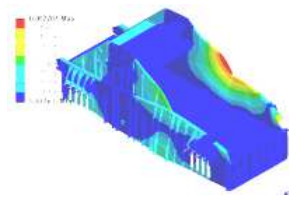
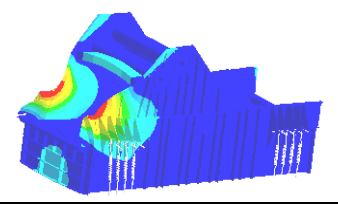
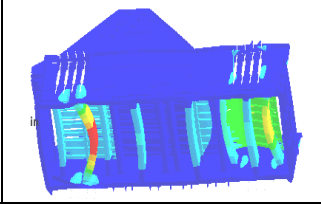
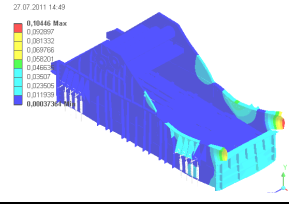
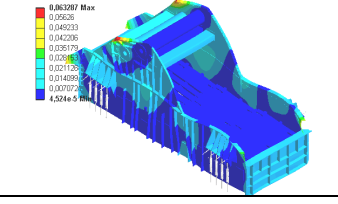
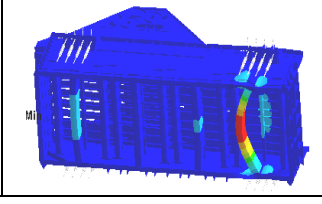
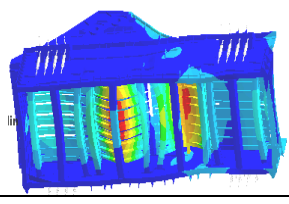
этих же соотношениях с этим же эффектом. И, наконец, не является строго фиксированной частота возбуждения ω^* . Таким образом, речь идет не о сравнении четких величин в (25), а их "размытых" аналогов:

$$(\omega_D^j \pm \Delta\omega_D^j) = \tilde{\omega}_D^j \approx \tilde{\omega}^* \cdot n = (\omega^* \pm \Delta\omega^*) \cdot n, \quad n = 1, 2, \dots (28)$$

Степени "размытости" спектров $\Delta\omega_D^j$ и частоты возбуждения $\Delta\omega^*$ расширяют диапазоны, в которых возможно возникновение ударного резонанса. При этом следует разделить детерминированные, или определяемые (например, на этапе проектирования), и стохастические (например, на этапе изготовления машины и ее эксплуатации) составляющие $\Delta\omega_D^j$ и $\Delta\omega^*$. Первая составляющая может быть предметом управления, вторая – минимизации.

Анализ конкретного спектра корпуса исследуемой машины (см. рис. 38 и табл. 1) дает возможность в качестве потенциально опасных (с учетом выводов 1)–4), см. выше) выделить следующие частоты: № 8, 9, 11, 12, 13, 14, 19, 26, 29, 30, 31, 40. При незначительных изменениях инерционно-жесткостных характеристик корпуса вибромашины, а также частоты вращения дебалансного привода ударные резонансы (или околорезонансные режимы) будут постоянно возбуждаться. Некоторые представления о формах колебаний, при которых возможны эти режимы, можно получить из табл. 2.

Таблица 2 – Формы собственных колебаний корпуса вибромашины

№ частоты	Форма колебаний	№ частоты	Форма колебаний	№ частоты	Форма колебаний
8		9		10	
12		13		14	
19		22		26	
33		331		440	

Как видно из представленных в табл. 2 форм, они

достаточно разнообразны по локализации узлов и пуч-

ностей, а также по охвату отдельных (локальные) и многих (глобальные) элементов конструкции, поэтому для более четкого прогноза опасных зон в металлоконструкции корпуса необходимы дополнительные исследования собственных форм колебаний.

Таким образом, в работе представлен новый подход к определению опасных (с точки зрения возникновения ударного резонанса) режимов работы крупногабаритных тяжело нагруженных виброударных машин. Так, традиционное требование о зарезонансности рабочего режима [1] (рис. 39) имеет вид:

$$\omega^* / \omega_6^T \geq k_1. \tag{29}$$

Здесь $k_1 \approx 3,5 \div 4$ – коэффициент, обеспечивающий стабильность режима работы машины в зарезонансной области (по трансляционным частотам); ω^* – частота внешнего возмущения; $\omega_i^T, i=1, \dots, 6$ – собственные трансляционные формы колебаний [5].

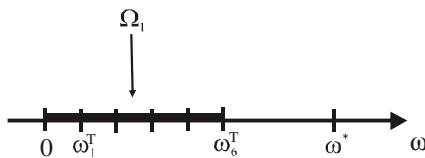


Рис. 39 – К ограничению спектра частот по условию зарезонансного режима работы

Если в спектре собственных частот исследуемых машин значительное влияние имеют деформационные частоты ω_j^D , то естественным требованием при их проектировании является отстройка от частоты возбуждения [5]:

$$\omega_1^D / \omega^* \geq k_2, \tag{30}$$

где $k_2 \approx 1,2 \div 1,5$ – коэффициент отстройки, что обеспечивает устойчивый передрезонансный режим работы машины по нижней деформационной частоте собственных колебаний (рис. 40).

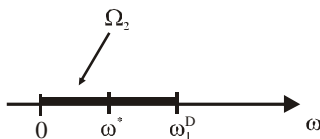


Рис. 40 – К ограничению спектра частот по условию передрезонансного режима работы

В отличие от традиционных подходов к синтезу параметров виброударных машин, в данном случае в расчет принимается дополнительный важный фактор – возможность возникновения ударных резонансов на высоких частотах, которые кратны частоте нагружения. Данным частотам соответствуют формы колебаний, вызываемые упругим деформированием корпуса вибромашины. В отличие от известных методик, в работе виброударная машина рассматривается как дискретно-континуальная динамическая система, т.е. сочетающая характерные свойства и дискретной, и распределенной. Дискретизация системы проводится с использованием метода конечных элементов.

В этой связи естественным требованием является отстройка от некоторого числа первых N деформационных частот спектра собственных колебаний машины:

$$n_j \mu_j^- \leq (\omega_j^D / \omega^*) \leq n_j \mu_j^+ \quad (j=2,3, \dots, N). \tag{31}$$

Здесь $\mu_j^- = 0,9 \div 0,95$ – коэффициент, ограничивающий запретную область снизу, $\mu_j^+ = 1,05 \div 1,1$ – аналогичный коэффициент для ограничения сверху, n_j – целые числа (рис. 41). Соответственно, ограничения (29)-(31) определяют области $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ (см. рис. 39-41), причем трансляционные частоты $\omega_1^T, \dots, \omega_6^T$ не должны выходить за пределы Ω_1 , т.е.

$$\omega_i^T \in \Omega_1, \quad i=1, \dots, 6, \tag{32}$$

а деформационные частоты не должны попадать в области Ω_2, Ω_3 :

$$\omega_j^D \notin \Omega_2 \cup \Omega_3. \tag{33}$$

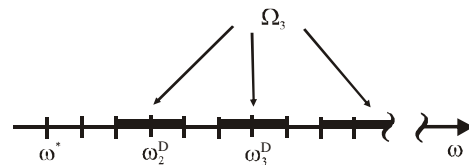


Рис. 41 – К ограничению спектра частот по условию ударного резонанса

Условия (32), (33) являются критериально-ограничительными. Чтобы удовлетворить этим критериям и ограничениям, необходимо варьировать некоторыми параметрами вибромашины.

Данный подход дает возможность не только выявлять потенциально опасные режимы работы, но и ставить задачи: минимизации их влияния путем конструктивного изменения корпуса; отстройки от неблагоприятных режимов за счет изменения структуры и параметров корпуса; определения допустимых отклонений на те или иные конструктивные параметры в процессе их изготовления и на частоту вращения дебалансного привода.

Анализ динамических напряжений в металлоконструкции виброударной машины

Решение задачи о реакции виброударной машины как динамической системы на серию периодических импульсных нагрузок необходимо завершить анализом динамических напряжений, возникающих в наиболее нагруженных и ответственных силовых элементах ее конструкции. В работе [4] установлено, что доминирующими напряжениями в крупногабаритных тяжело нагруженных ВМ являются напряжения от действия импульсных сил ударного взаимодействия. Эти напряжения, например, для выбивных машин превышают на порядок динамические напряжения от воздействия гармонического возбуждения при вращении приводных дебалансных валов. Поэтому основное внимание следует уделить определению НДС при действии еди-

ничного импульсного воздействия, причем временное его распределение и величину можно получить из серии расчетно-экспериментальных исследований. В частности, такие исследования для выбивной машины были проведены и описаны в диссертационной работе А.В. Грабовского [4] (см. рис. 1, а).

В работе максимальная действующая ударная нагрузка $F_{уд\max}$ выбирается, следуя диссертации [4], но с учетом более благоприятных режимов работы, равной 1,0 мН. Для описания напряженно-деформированного состояния применяются соотношения МКЭ:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_{уд}(t). \quad (34)$$

Здесь матрицы M , C , K являются функциями от обобщенных параметров p_i .

Таким образом, если формально переписать (34) в виде:

$$M(p)\ddot{x} + C(p)\dot{x} + K(p)x = F_{уд}(t), \quad (35)$$

где p – массив обобщенных параметров, то получаем в результате решения системы разрешающих дифференциальных уравнений (35), например, методом Ньюмарка, параметрическую зависимость

$$x = x(t, p). \quad (36)$$

Такой подход позволяет определять компоненты НДС исследуемых элементов виброударных машин в виде пространственно-временных распределений.

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \sigma_{ij}(r, t, p); \quad \varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}(r, t, p); \\ u_i &= u_i(r, t, p), \quad i, j = 1, 2, 3. \end{aligned} \quad (37)$$

Здесь σ_{ij} , ε_{ij} , u_i – компоненты тензоров напряжений, деформаций и вектора перемещений точек исследуемой конструкции; r – радиус-вектор произвольной точки конструкции; t – время и p – массив обобщенных параметров.

Соотношения (37) автоматически реализуются в пакетах конечно-элементного анализа (то есть восстанавливаются σ , ε , и по узловым значениям $x(t, p)$ как решения (35)). Следует заметить, что традиционный конечно-элементный анализ не распространяется на варьируемые обобщенные параметры, и поэтому требуется дополнительная процедура их варьирования и генерирования соответствующих конструктивных вариантов машин. Здесь подразумевается, что такое варьирование возможно, и поэтому соотношения (37) можно принимать как семейство пространственно-временных распределений с массивом параметров p .

Соотношения (37) дают возможность получать отклик напряженно-деформированного состояния динамической системы на варьирование тех или иных обобщенных параметров для последующего обоснования рациональных конструктивных решений проектируемой машины. Это отличает его от традиционного подхода, примененного в [4], где варьировались только числовые параметры (толщины стенок боковин и подрешетных балок). При использовании же предлагаемого подхода можно варьировать и схему усиления корпуса машины, и геометрическую форму его элементов,

и структуру проектируемой конструкции. Таким образом, можно определять прочностные характеристики варьируемой виброударной машины при динамическом нагружении, что является существенным преимуществом в процессе проектных исследований тяжело нагруженных крупногабаритных машин.

Обоснование конструктивных схем и параметров виброударных машин по критерию отстройки от резонанса при ударных воздействиях

Если основные проектные параметры виброударной машины определены из рассмотрения ее как дискретной динамической системы (см. работы А.В. Грабовского [4, 8, 9] и Е.Н. Барчана [5]), то в дальнейшем при незначительных изменениях жесткостных характеристик упругих опор и массово-инерционных свойств корпуса существенного изменения характера взаимодействия с технологическим грузом происходить не будет. Исходя из этого, корпус вибромашины на упругих опорах можно вычлнить в отдельную подсистему, рассматривая силовое воздействие на нее от технологического груза как внешнее. В этих условиях можно поставить задачу обоснования проектных решений и конструктивных параметров корпуса по критерию отстройки от ударного резонанса.

Рассмотрим основные отличительные особенности поставленной задачи.

1. *Объект обоснования (виброударная машина)* является дискретно-континуальной системой. Соответственно, можно выделить собственные формы ее колебаний как твердого тела ("трансляционные" формы и, соответственно, частоты $\omega_i^T, i = 1 \div 6$), а также как упругого ("деформационные" формы и, соответственно, частоты $\omega_i^D, i = 1, \dots, \infty$) [5]. При этом трансляционные и деформационные спектры для машин, работающих в резонансном режиме, разделены рабочей частотой возбуждения ω^* , причем (рис. 42)

$$\omega_6^T \ll \omega^* < \omega_1^D. \quad (38)$$

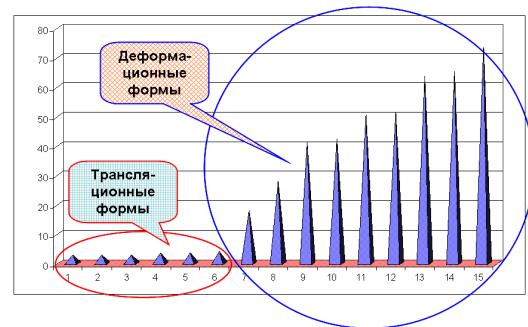


Рис.42. Спектры трансляционных и деформационных частот собственных колебаний виброударной машины с резонансным режимом работы

Исходя из этого, трансляционные частоты не участвуют в критериальных требованиях, формируемых из условий отстройки от ударного резонанса. Они входят только в ограничения

$$K_T \omega_6^T = \omega^*, \quad (39)$$

где $K_T = 3,5 \div 4$ [1] – коэффициент, определяемый из условия работы машины в резонансном режиме.

Так как ω_i^D зависят в основном от массово-инерционных и жесткостных характеристик корпуса, рассматриваемого как твердое тело на упругих опорах, то для соблюдения условия (39) при сохранении массово-инерционных характеристик (массы m и моментов инерции I):

$$m \approx \text{const}, I_{kj} \approx \text{const}, \quad (40)$$

достаточно зафиксировать характеристики упругих опор

$$c_i \approx \text{const}, i = 1, \dots, N_c, \quad (41)$$

где N_c – количество упругих опор.

Таким образом, за счет перераспределения толщин между отдельными листами, которые формируют корпус, можно "заморозить" "трансляционную" часть спектра собственных частот:

$$\omega_i^T \approx \text{const}, i = 1 \div 6. \quad (42)$$

В этом случае можно добиться удовлетворения условия (39) только для одного из вариантов конструкции (не обращая внимания на "деформационную" составляющую спектра собственных частот). Для остальных вариантов конструкции данное условие выполняется заведомо. В связи с этим на следующем этапе можно обратить внимание на распределение "деформационных" частот.

2. *Критериальные величины для исследуемого объекта* (с учетом приведенных выше условий) можно формировать в основном только для "деформационной" части спектра. В отличие от ограничения

$$\omega_1^T \geq K_D \cdot \omega^*, \quad (43)$$

которое использовано в работе [5] и справедливо для случая основного классического резонанса, аналогичного варианту воздействия гармонической силы с частотой ω^* , при учете явления ударного резонанса условия (43) недостаточно, поскольку возможны ударные резонансы.

Исходя из этого, нужно предложить новый критерий при обосновании конструктивных схем и параметров корпусов виброударных машин, учитывающий не только нижнюю "деформационную" частоту ω_1^D , но и более высокие частоты:

$$I = I(\omega_s^D). \quad (44)$$

Естественно, наличие трения приводит к тому, что на более высоких частотах ($s \gg 1$) в силу высокой диссипации амплитуды колебаний намного меньше, чем на основной частоте. Иначе говоря, при совершении нескольких махов свободных колебаний между действиями ударных импульсов силы от технологического груза амплитуды отклонений экспоненциально уменьшаются. Таким образом, в расчет нужно принимать не весь спектр "деформационных" частот колебаний, а только нижний интервал частот (до частоты с

номером N_s):

$$s = 1 \div N_s; \omega_{N_s}^D \leq K_s \cdot \omega^*, \quad (45)$$

где $K_s \approx 5 \div 6$ – коэффициент превышения (определяется степенью диссипативности в образуемой динамической системе, в том числе из экспериментальных испытаний).

Тогда можно предположить функционал I , например, в виде:

$$I = \sum_{i,s=1}^{N_s} \varphi_{s_i} \psi_i = \sum_{i,s=1}^{N_s} \left(\frac{\omega_s^D - i\omega^*}{i\omega^*} \right)^2 \psi_i \rightarrow \max. \quad (46)$$

Здесь ψ_i – весовые коэффициенты слагаемых, определяющие степень возбудимости отдельных "деформационных" форм:

$$\sum_{i=1}^{N_s} \psi_i = 1, \psi_j > \psi_k, \forall j > k. \quad (47)$$

Можно предложить другую структуру функций близости собственных частот ω_s^D к кратным частотам возбуждения $i\omega^*$, однако важно, чтобы выполнялись для них условия: $\varphi_{s_i} \geq 0 \forall s, i$, $\varphi_{s_i} = 0$ при $\omega_s^D = i\omega^*$. Таким образом, преобразуя ограничение (45) к аддитивному виду

$$G = \sum_e G_e(p_e), \quad (48)$$

где p_e – варьируемые параметры, составляющие массив p , можно задачу отстройки от режимов ударного резонанса представить в виде:

$$\det(C(p) - \omega^2 M(p)) = 0 \Rightarrow \omega_j^D = \omega_{j+6}, j = 1, 2, \dots; \quad (49)$$

$$G(p) = G_H = \text{const}; \quad (50)$$

$$I(p) \rightarrow \max. \quad (51)$$

Здесь (49) – уравнение для определения частот собственных колебаний, следующее из системы уравнений движения в дискретизированном виде (например, для конечно-элементной модели). Соотношение (50) определяет ту номинальную массу G_H корпуса вибромашины, которую нужно обеспечить из условий качества выполнения технологической операции. Критерий (51) диктует тенденции перераспределения варьируемых параметров из принципа минимума динамической нагруженности корпуса вибромашины.

Система соотношений (49)-(51) образует некоторую задачу обоснования рациональных параметров вибромашины как динамической системы. Ее новыми отличительными особенностями являются:

- сочетание дискретности и континуальности в исследуемой динамической системе;
- новый тип резонансных режимов, учитываемых в совокупности факторов при расчете проектных параметров корпуса вибромашины;
- сформированные новые критерии для обоснования параметров корпусов проектируемых вибромашин.

3. *Пространство варьируемых параметров.*

Сформированная выше задача (49)-(51), рассматриваемая с формальной точки зрения в общем виде, является традиционной задачей нелинейного программирования. В то же время, кроме отмеченных выше физических особенностей, получаемая задача имеет также и формально-математическую. Речь идет о множестве варьируемых параметров, в пространстве которых производится поиск оптимального решения. Поскольку задачу синтеза изначально нужно ставить с учетом варьируемости структуры и вариантов конструктивных решений корпуса машины, а не только численных величин, как в традиционных случаях, то необходимо разработать подход, который дает возможность оперировать с полным набором искомым вариантов проектируемой машины. Для этой цели можно привлечь метод обобщенного параметрического описания, адаптированный с учетом характерных свойств исследуемого объекта. Частично это было реализовано в работах [4, 5], однако без учета возможности ударного резонанса, а, соответственно, привносимых особенностей спектра собственных частот колебаний дискретно-континуальной динамической системы. Кроме того, варьируемым, уточняемым, искомым является не только множество и значения обобщенных параметров p , но также набор частот и форм колебаний, учитываемых в критерии (46). Дело в том, что в количестве N_s частот и форм, учитываемых в контексте отстройки от ударного резонанса, следует в первую очередь учитывать резонирование на глобальных формах колебаний. Локальные формы, соответствующие критерию (46), изменяются, как правило, путем целенаправленного изменения конструктивного исполнения или параметров соответствующих элементов, возбуждаемых на той или иной частоте. На массово-инерционных свойствах характеристиках такое варьирование сказывается незначительно, и ограничения (50) приближенно соблюдаются. Также при этом можно учесть влияние сил трения, оказывающее различное влияние на разных частотах на амплитудно-частотную характеристику исследуемой системы.

Таким образом, рассматривая множество обобщенных параметров ВМ и вычлняя отдельные из них, можно записать комплекс требований к составу этого множества и способу описания объекта:

- 1) однозначность, бесконфликтность и конструктивность описания;
- 2) сохранение свойств 1) при варьировании отдельных обобщенных параметров или отдельного их подмножества.

В связи с условиями 1), 2) множество обобщенных параметров для того или иного объекта можно пополнять, изменять, разбивать на подмножества, то есть оперировать формально так же, как и с традиционными численными параметрами. Таким образом, получаемый алгоритм описания может быть встроено в процесс идентификации объекта варьируемой структуры и с варьируемыми параметрами.

4. *Алгоритмы поиска рациональных параметров.* Способ обобщенного параметрического описания, привлекаемый для решения задачи синтеза корпусов вибромашин, дает возможность применять, а также адаптировать для поиска рациональных решений тра-

диционные алгоритмы. В частности, для применения методов нулевого порядка, требующих вычисления только значений самой критериальной функции, необходимо только адаптировать способ варьирования обобщенных параметров. Методы высших порядков требуют адаптации понятия производных от критериальной функции по обобщенным параметрам. Это является сдерживающим фактором для их применения в данном случае. Кроме того, обобщенные нечисловые параметры не имеют механизма определения соразмерности с числовыми параметрами. В связи с этим в работе был создан алгоритм, учитывающий особенности исследуемого объекта.

В частности, из множества варьируемых параметров вычлняется подмножество тех параметров, которые оказывают наиболее значительное влияние на изменение критериальной функции. Для этого можно использовать критерий чувствительности.

$$\bar{V}_i = (\Delta I / I) / [(\Delta m(\Delta p_i) / m)], \quad (52)$$

который можно трактовать как скорость изменения функционала (критерия качества, критериальной функции) при варьировании некоторого параметра p_i и, соответственно, массы машины. Преимущество предложенного критерия в том, что здесь вводится числовая мера – "посредник" для параметров p_i (в том числе и нечисловых), а, значит, и для оценки степени влияния их изменения на такую важную величину как масса машины. А уже путем варьирования p_i (с некоторым шагом Δp_i , который для нечисловой величины формализовать достаточно сложно) можно по приближенной формуле (52) вычислить чувствительность максимизируемого (минимизируемого) функционала I к варьированию p_i . Тогда, вычисляя отдельные параметры, оказывающие наибольшее влияние на поведение целевой функции, можно уточнить параметрическое пространство p^* , в котором будет проводиться поиск рационального решения.

Коль скоро в число обобщенных параметров пространства p^* могут попасть нечисловые p_i , то сразу возникает проблема описания конструктивных решений машин, этим параметрам соответствующих, а также, что еще более важно, механизма варьирования и самих параметров, и зависящих от них вариантов конструктивных решений. Эта задача является трудноформализуемой для общего случая. В то же время, привлекая подход, основанный на обобщенном параметрическом описании конкретного класса вибромашин, данную задачу можно решить с привлечением технологии "черного ящика". Для этого требуется создание двух моделей, реализующих функции варьирования обобщенных параметров p_i , с одной стороны, и генерирования конструктивных вариантов ВМ по заданным значениям множества параметров, с другой. Таким образом, удастся разделить задачу на две подзадачи, которые удобно решать именно для конкретных машин или их классов, опираясь на проектный опыт, который накоплен для этих объектов. Тогда путь генерирования моделей машин и обоснования их параметров выглядят

следующим образом:

1) определение чувствительности критерия качества к варьированию параметров (см. (52)) и формирование пространства значимых варьируемых параметров p^* ;

2) задание текущего (или начального) набора обобщенных параметров p_i ;

3) формирование описание конструктивного исполнения проектируемой машины по текущему набору параметров;

4) построение расчетных схем исследуемой ВМ;

5) определение динамических характеристик исследуемого объекта и вычисление соответствующей функции качества;

6) варьирование обобщенных параметров с повторением этапов 2) – 5);

7) вычисление целенаправленного изменения обобщенных параметров p_i , минимизирующих (максимизирующих) функции качества;

8) повторение этапов 6), 7) до достижения экстремума целевой функции с задаваемой заранее точностью;

9) формирование выходного набора рациональных параметров p_i^* и проведение проверочного расчета проектируемой машины.

В частности, учитывая специфические особенности виброударных выбивных машин, для итерационного уточнения их параметров можно применить метод покоординатного спуска:

$$p_k^{(q)} = p_k^{(q-1)} + \Delta p_k^{(q)}, \quad k=1,2,\dots; q=1,2,\dots \quad (53)$$

Здесь для числовых параметров приращение $\Delta p_k^{(q)}$ определяется из условия экстремума целевой функции в направлении координаты (параметра) p_k :

$$\Delta p_k^{(q)} = \arg \min(\max) \{ I(p^{(q)} + \Delta p_k^{(q)}) \}, \quad (54)$$

то есть в непрерывном случае:

$$\frac{\partial I(p_k)}{\partial p_k} = 0. \quad (55)$$

Для случая дискретного изменения p_k (например, толщины листов силовой структуры) можно применять или напрямую условие (54), имея в виду дискретность варьирования p_k , или проводить изменение p_k на величину соответствующей дискреты (например, исходя из сортамента прокатных листов). Для случая нечисловых параметров варьируемым, например, может быть номер варианта конструктивного исполнения, соответствующего тому или иному параметру.

Таким образом, в целом, сочетая различные алгоритмы варьирования параметров, в ходе итерационной процедуры можно определить тот их набор, который удовлетворяет критерию минимальности (максимальности) функционала $I(p)$.

Нужно заметить, что для реальных конструкций необходимо сочетать различные методы поиска рациональных проектных решений. Это вызвано тем, что минимизируемая (максимизируемая) функция качества может иметь множество локальных экстремумов, овра-

гов и других особенностей, затрудняющих применение простых алгоритмов. Можно предложить комбинированный подход: начальное приближение ищется на грубой сетке, набрасываемой на множество параметров, а затем с применением других алгоритмов (например, упомянутого выше покоординатного спуска) находить последующие улучшенные решения. Естественно, что в таком случае получаем не оптимальное (наилучшее), а некоторое рациональное решение. Однако для практики такое решение представляет большой интерес.

5. *Параметрический анализ.* Во многих случаях требуется не просто поиск рациональных решений при проектировании виброударных машин, а достаточно подробный параметрический анализ. Он состоит в том, что при варьировании тех или иных параметров исследуется реакция элементов машины на это их изменение. Набор этих параметров сильно зависит от специфики условий ее работы и технологических ограничений на ее изготовление. Поэтому рассмотрим процесс выбора параметров на конкретном примере. Исследуется модель корпуса виброударной машины, представленная на рис.43.

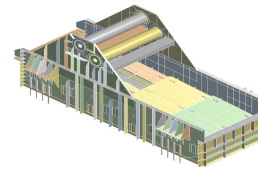


Рис. 43 – Геометрическая модель корпуса ВМ

В этой модели варьируемой могут быть толщина листов корпуса, его структура, свойства материала, распределение материала технологического груза по металлоконструкции после частичного его разрушения. Из всего разнообразия исследуемых параметров на первом этапе выделим два: $p_1 = h/h_0$, $p_2 = (\gamma - \gamma_0)/\gamma_0$. Здесь p_1 – относительная толщина элементов корпуса, h – текущая толщина, h_0 – базовая (начальная) толщина; p_2 – относительная часть присоединенного материала с плотностью γ ; γ_0 – плотность материала корпуса машины. Тогда, создав первоначальную модель, можно варьировать p_1 и p_2 , и после решения задачи (49) получить искомые зависимости: $\omega_j = \omega_j(p_1, p_2)$.

Полученные поверхности отклика позволяют определить в пространстве варьируемых параметров те области, в которых удовлетворяются требования (32), (33), и, соответственно, руководствуясь конструктивными, технологическими и экономическими соображениями, окончательно определить параметры проектируемой машины.

Результаты расчета на примере вибрационной машины с дебалансным приводом

Базовая модель ВМ имеет параметры: масса 15960 кг, материал – сталь 09Г2С, длина 5800 мм, ширина 2000 мм. Варьируемые параметры p_1, p_2 меняются в пределах $p_1 \in [0,1; 10]$; $p_2 \in [0; 5]$. При этом существенно меняются спектры их собственных колебаний

(рис. 44-47). В табл. 3 приведенные изменения частот и деформационных форм колебаний, выявленные при варьировании параметров p_1 и p_2 . Поскольку нижняя деформационная частота, как указывалось выше, является обычно первой после трансляционных (их 6 по

числу степеней свободы корпуса как твердого тела), то ее номер 7 в общем спектре частот, однако для очень тонкостенных конструкций нижние деформационные частоты появляются ниже в общем спектре конструкции, чем трансляционные (см. табл. 3).

Таблица 3 – "Деформационные" частоты и формы колебаний конструкции корпуса выбивной машины

№ формы	Частота, Гц	Форма колебаний	№ формы	Частота, Гц	Форма колебаний	№ формы	Частота, Гц	Форма колебаний
1	4,6		1	3,0		7	22,0	
2	5,6		2	4,8		8	26,6	
3	6,4		3	5,2		9	38,0	
4	6,7		4	6,0		10	39,3	
$p_1 = 10; p_2 = 0$			$p_1 = 10; p_2 = 5$			$p_1 = 10; p_2 = 0$		
7	47,0		7	42,3		9	99,4	
8	73,8		8	66,9		10	107,9	

№ формы	Частота, Гц	Форма колебаний	№ формы	Частота, Гц	Форма колебаний
$p_1 = 10; p_2 = 5$					
9	79,6		10	89,4	

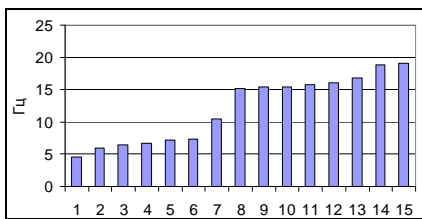


Рис. 44 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 0$

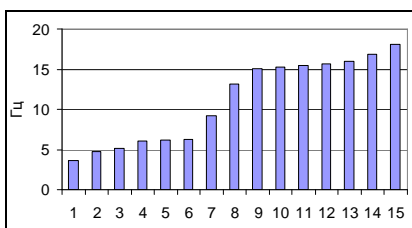


Рис. 45 – Спектр колебаний при $p_1 = 0,1; p_2 = 5$

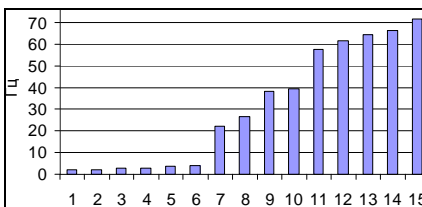


Рис. 46 – Спектр колебаний при $p_1 = 5; p_2 = 2,5$

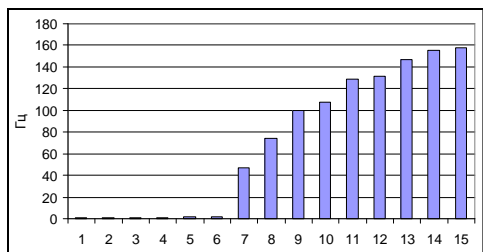


Рис. 47 – Спектр колебаний при $p_1 = 10; p_2 = 0$

На рис. 48 изображены зависимости нижней деформационной частоты от варьируемых параметров.

Таким образом, продемонстрированы возможности анализа физических эффектов при изменении параметров проектируемой машины, что очень важно для принятия окончательных взвешенных решений.

В целом намеченный в работе комплекс шагов и

этапов определяет только общий алгоритм действий. Он требует конкретизации применительно к той или иной конструкции вибромашины, с учетом различных условий их работы, свойств технологического груза и материалов, используемых для изготовления силовых элементов машин. В данном случае конкретная реализация предложенных алгоритмов осуществлена на примере виброударных машин для извлечения отливок крупного вагонного литья (элементы тележек железнодорожных вагонов) из песчано-глинистых форм.

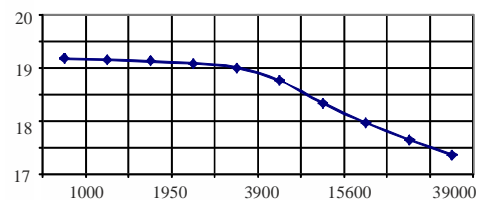
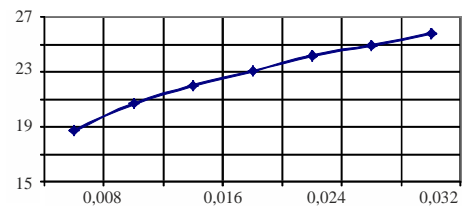


Рис. 48 – Зависимости $\omega_1^D(p_1, p_2)$ (нижняя деформационная частота)

Заклучение

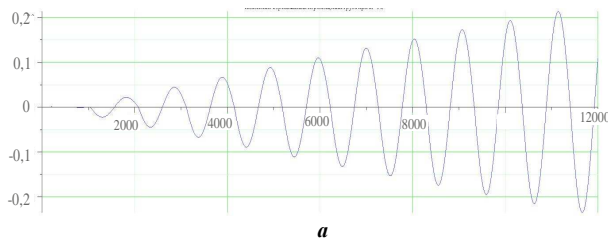
В работе предложен новый подход и усовершенствована математическая модель как основа обоснования проектных решений и конструктивных параметров виброударных машин с учетом недопущения ударного резонанса на высших частотах собственных колебаний.

При этом получены следующие новые результаты.

1. На примере модельных динамических систем с различным конечным числом степеней свободы установлено, что в данных системах наблюдается ударный резонанс на собственных частотах, кратных возмущающей частоте, причем для обнаружении резонансных режимов можно применять и аналитические, и численные методы. При этом наибольшая амплитуда колебаний соответствует совпадению частот, а для более высоких частот амплитуда монотонно уменьшается с ростом частоты (и при сохранении импульса силы единичного ударного воздействия). Влияние

вязкого трения соответствует случаю обычного резонанса: чем выше коэффициент демпфирования, тем ниже амплитуда установившихся колебаний. Кроме того, установлено, что резонансный эффект наблюдается не только при точной кратности собственных частот колебаний частоте приложения импульсных нагрузок, но и при варьировании собственных частот в окрестности этих значений. При этом чем больше отклонение, тем меньше амплитуда установившихся колебаний, причем зависимость – резко прогрессирующая.

2. Математическая модель ударного резонанса распространена с дискретных на дискретно-континуальные динамические системы, что дает возможность учесть деформационные формы колебаний силовых элементов виброударных машин как упруго-деформируемых составных их элементов. Это отличает данную модель от традиционных математических моделей для одномассовых систем или систем с конечным числом степеней свободы.



3. Предложена математическая модель для определения напряженно-деформированного состояния силовых элементов виброударных машин при действии импульсных нагрузок, отличающаяся учетом действия на них сил ударного взаимодействия, вычисляемых по уточненным соотношениям, которые определены в ходе расчетно-экспериментальных исследований виброударных машин данного типа.

4. Для обоснования параметров виброударных машин разработана адаптация метода обобщенного параметрического описания элементов проектируемой машины, включая конструктивные схемы усиления. Это отличает данный подход от традиционных, в которых варьируемыми являются только обычные числовые параметры. Кроме того, впервые предложен вид целевой функции для обоснования проектных параметров машины, обеспечивающих отстройку от ударного резонанса.

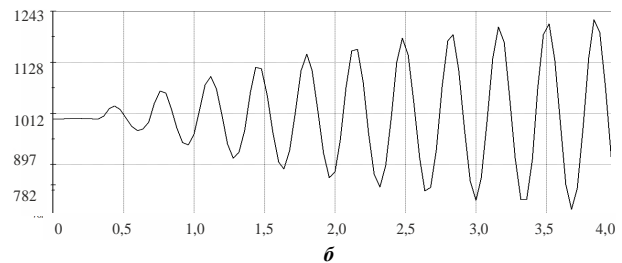


Рис. 49. Сравнительные картины временных распределений перемещений в виброударной системе в различных программных комплексах: а – Maple (смещение тела из исходного положения, м), б – Cosmos (длина упругого элемента, мм)

5. В ходе сопоставления аналитических и численных решений установлено полное качественное и удовлетворительное количественное соответствие получаемых результатов численного интегрирования динамических процессов в виброударных системах. В частности, получаем практически идентичные временные распределения перемещений в различных программных комплексах (рис. 49, по оси абсцисс – время в различных единицах, но на одном интервале). Это дает возможность применять в дальнейшем любой из удобных инструментов исследования.

Таким образом, для проектных расчетов крупногабаритных тяжелонагруженных виброударных машин разработан усовершенствованный подход к обоснованию их параметров, учитывающий возможность явления ударного резонанса в элементах проектируемой машины. Это дает возможность перейти в дальнейшем к построению на этой основе параметрических численных моделей и программных средств, реализующих описанную математическую модель.

Список литературы

1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства / А.И. Горский. – М. Машиностроение, 1978. – 552 с.
2. Schiehlen W. Multibody dynamics in computational mechanics and engineering applications / W. Schiehlen, N. Guse, R. Seifried // Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. – 2006. – pp. 5509-5522.
3. Pogorelov D. Some developments in computational techniques in modeling advanced mechanical systems / D. Pogorelov // D. H. van Campen (ed.). Interaction between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems / Proc. IUTAM Symp. Eindhoven. – Dordrecht : Kluwer Acad. Publ, 1997. – pp. 313

4. Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Грабовский Андрей Владимирович. – Харьков, 2010. – 181 с.

5. Барчан Є.М. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибівної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва : дис. канд. техн. наук : 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с.

6. Grabovskiy A.V. An approach to identification of impact interaction model for a vibroimpact system / N.N. Tkachuk, A.V. Grabovskiy, N.A. Tkachuk / The Third Conference Nonlinear Dynamics. – Харьков: ООО "ЭДЕНА". – 2010. – С. 207-212.

7. Назаренко І.І. Критерії оцінювання ефективності роботи резонансного вібраційного прохота / І.І. Назаренко, С.В. Орищенко // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2011. – № 45. – С. 217-221.

8. Костенко Ю. В. Анализ параметров динамических процессов в виброударных машинах с изменяющимися массово-жесткостными характеристиками: дис. кандидата техн. наук: 05.02.09 / Костенко Юрий Викторович. – Харьков, 2016. – 193 с.

9. Kostenko Yu.V. Subharmonic modes in vibroimpact systems / Yuri Kostenko, Mykola M. Tkachuk, Andrey Grabovsky, Mykola A. Tkachuk / The Third Conference Nonlinear Dynamics. – Харьков: ООО "ЭДЕНА", 2010. – С. 207-212.

10. Mykola M. Tkachuk Parameter analysis of vibroimpact machines dynamics with variable mass and stiffness / Mykola M. Tkachuk, Iurii Kostenko, Andriy Grabovsky, Mykola A. Tkachuk // Scientific Conferences of Ukraine, 5th International Conference on Nonlinear Dynamics ND-KhPI2016. – Харьков: ООО "ЭДЕНА", 2010.

Bibliography (transliterated)

1. Gorskiy A.I. Raschet mashin i mehanizmov avtomaticheskikh liniy litejnogo proizvodstva / A.I. Gorskiy. – Moscow. Mashinostroenie, 1978. – 552 p.
2. Schiehlen W. Multibody dynamics in computational mechanics and engineering applications / W. Schiehlen, N. Guse, R. Seifried // Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. – 2006. – pp. 5509-5522.

3. **Pogorelov D.** Some developments in computational techniques in modeling advanced mechanical systems / **D. Pogorelov** // D. H. van Campen (ed.). Interaction between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems / Proc. IUTAM Symp. Eindhoven. – Dordrecht : Kluwer Acad. Publ, 1997. – 313 p.

4. **Grabovskij A.V.** Udarnoe vzaimodejstvie i dinamicheskie processy v vibroudarnykh mashinakh s chastichnym razrusheniem tehnologicheskogo gruzha: dis. kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / **Grabovskij Andrej Vladimirovich.** – Kharkiv, 2010. – 181 p.

5. **Barchan Ye. M.** Udoskonalennya metodiv rozrakhunku ta konstruktivni vybyvnoyi transportuyuchoyi mashyny dlya formuvannykh liniy krupnogo lytva : dys. kand. tekhn. nauk : 05.02.02 / **Barchan Yevhen Mykolayovych.** – Mariupol'. – 2008. – 178 p.

6. **Grabovskiy A.V.** An approach to identification of impact interaction model for a vibroimpact system / **N.N. Tkachuk, A.V. Grabovskiy, N.A. Tkachuk** / The Third Conference Nonlinear Dynamics. – Kharkiv: OOO "EDENA". – 2010. – P. 207-212.

7. **Nazarenko I.I.** Kriteriyi otsinyuvannya efektyvnosti roboty rezonansnoho vibratsiynoho hrokhota / **I.I. Nazarenko, S.V. Oryshchenko** //

Avtomatyzatsiya vyrobnychkh protsesiv u mashynobuduvanni ta pry-ladobuduvanni. – L'viv: Vyd-vo L'vivskoyi politekhniki, 2011. – No 45. – P. 217-221.

8. **Kostenko Ju.V.** Analiz parametrov dinamicheskikh processov v vibroudarnykh mashinakh s izmenyayushchimi massovo-zhestkostnymi harakteristikami: dis. kandidata tehn. nauk: 05.02.09 / **Kostenko Jurij Viktorovich.** – Kharkiv, 2016. – 193 p.

9. **Kostenko Yu.V.** Subharmonic modes in vibroimpact systems // **Yuri Kostenko, Mykola M. Tkachuk, Andrey Grabovsky, Mykola A. Tkachuk** / The Third Conference Nonlinear Dynamics. – Kharkiv: OOO "EDENA", 2013. – P. 207-212.

10. **Mykola M. Tkachuk** Parameter analysis of vibroimpact machines dynamics with variable mass and stiffness / **Mykola M. Tkachuk, Iurii Kostenko, Andriy Grabovsky, Mykola A. Tkachuk** // Scientific Conferences of Ukraine, 5th International Conference on Nonlinear Dynamics ND-KhPI2016. – Kharkiv: OOO "EDENA", 2016.

Поступила (received) 17.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математическое и численное моделирование динамических процессов в виброударных машинах и обоснование их рациональных параметров / **И.В. Артемов, Е.Н. Барчан, Я.Н. Лисовол, А.В. Грабовский, Ю.В. Костенко, В.И. Сериков, А.В. Бондаренко, М.С. Ревунов, Р.В. Красиков, Е.А. Лунев** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39(1211). – С. 3-26. – Библиогр.: 10 назв.– ISSN 2079-0775.

Математичне і чисельне моделювання динамічних процесів в віброударних машинах і обґрунтування їх раціональних параметрів / **І.В. Артемов, Є.М. Барчан, Я.М. Лисовол, А.В. Грабовський, Ю.В. Костенко, В.І. Сериков, О.В. Бондаренко, М.С. Ревунов, Р.В. Красіков, Є.О. Луньов** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39(1211). – С. 3-26. – Бібліогр. 10 назв. – SSN 2079-0775.

Mathematical and numerical modeling of dynamics of vibroimpact machines and determination of their rational parameters / **I.V. Artemov, Y.M. Barhan, Ya.M. Lisovol, A.V. Grabowski, Y.V. Kostenko, V.I. Sierykov, O.V. Bondarenko, M.S. Revunov, R.V. Krasikov, Ye.O. Lunyov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 3-26. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Барчан Євген Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", м. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail:

Barhan Eugene – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail:

Лисовол Яна Миколаївна – викладач-стажист, НТУ "ХПІ", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", м. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: yana.lisovol@yandex.ua.

Lisovol Yana – teacher-stazhist, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: yana.lisovol@yandex.ua.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Костенко Юрій Вікторович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com

Kostenko Yuriy – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", junior researcher the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com

Сериков Володимир Іванович – кандидат технічних наук, доцент, НТУ "ХПІ", кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин» м. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: serikovvi@mm-sapr.org.

Sierykov Volodymyr – associate professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: serikovvi@mm-sapr.org.

Бондаренко Олексій Вікторович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", старший викладач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", м. Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Bondarenko Aleksey – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", senior lecturer the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: avbondarenko@yandex.ua.

Красіков Роман Віталійович – НТУ "ХПІ", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01

Krasikov Roman – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

Ревунов Михайло Сергійович – НТУ "ХПІ", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01

Revunov Michael – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

Луньов Євген Олександрович – НТУ "ХПІ", здобувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків;

Lunyov Eugene – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", applicant the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

УДК 539.3: 004.94

*О.О. АТРОШЕНКО, Н. Б. СКРІПЧЕНКО, Ю.В. ТАРАН, А.Л. ФАЛЬКО, Ю.І. МАТВІЄНКО***АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙНОЇ МІЦНОСТІ СКЛАДЕНИХ ТОНКОСТІННИХ КОНСТРУКЦІЙ З БОЛТОВИМ З'ЄДНАННЯМ ЕЛЕМЕНТІВ**

Стаття присвячена розробці підходів, методів і моделей для дослідження конструкційної міцності складених тонкостінних машинобудівних конструкцій з болтовим з'єднанням елементів. Розв'язана задача аналізу напружено-деформованого стану (НДС) складених тонкостінних машинобудівних конструкцій з болтовим з'єднанням елементів, а також програмна реалізація і визначення закономірностей розподілу прогинів, зміщень і поздовжніх зусиль. В даній постановці ураховувались наступні важливі чинники: зазор у болтовому з'єднанні, сили тертя між контактуючими поверхнями, попереднє затягування болтових з'єднань, наявність полімерних матеріалів, а також урахування гофрованої форми застосованих панелей. На основі математичних моделей напружено-деформованого стану оболонкових, стержневих та пластинчатих конструкцій розроблена математична модель, яка урахує вплив поздовжніх сил і геометричної нелінійності в цілому на НДС складених тонкостінних конструкцій. Отримані результати розв'язання низки прикладних задач. Установлені закономірності зміни напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій при варіюванні проектно-технологічних параметрів.

Ключові слова: прикладна теорія пружності, тонкостінні конструкції, напружено-деформований стан, конструкційна міцність, складений стержень, вигин, болтове з'єднання, метод скінченних різниць, метод скінченних елементів, експеримент, силос, циліндричні бункери

Работа посвящена разработке подходов, методов и моделей для исследования конструкционной прочности составных тонкостенных машиностроительных конструкций с болтовым соединением элементов. В работе решена задача анализа напряженно-деформированного состояния составных тонкостенных машиностроительных конструкций с болтовым соединением элементов, а также его реализация и определение закономерностей распределения прогибов, смещений и продольных усилий. Также в данной постановке учитывались следующие важные факторы: зазор в болтовых соединениях, силы трения между контактирующими поверхностями, предварительная затяжка болтовых соединений, наличие уплотнительных шайб состоящих из полимерных материалов, а также учета гофрированной формы применяемых панелей. На основе математических моделей напряженно-деформированного состояния оболочечных, стержневых и пластинчатых конструкций в работе разработана математическая модель, которая учитывает влияние продольных сил и геометрической нелинейности в целом на НДС составленных тонкостенных конструкций. При этом предложена процедура осреднения продольных усилий, действующей в сечении стержня. В результате система связанных дифференциальных уравнения преобразуется к дифференциальному уравнению и интегральному соотношению. Предложен модифицированный метод итерационного уточнения решения с применением параметра ускорения процесса. На примере решения ряда тестовых задач определены рекомендуемые значения данного параметра по критерию ускорения сходимости итерационного процесса. Проведено сопоставление результатов решений с использованием различных методов на примере стержневой системы, пластинчатых и оболочечных конструкций. В предлагаемой постановке были учтены контактное взаимодействие, физическая нелинейность поведения материалов уплотнительных элементов в болтовых соединениях. Также установлено, что при многократном нагружении исследуемой системы полос наблюдается необратимость зависимостей компонент НДС от параметра нагрузки. При этом для характерного отнулевого цикла нагрузки подобных конструкций НДС состоит из двух частей: первая достигается при первичном нагружении, а вторая – практически повторяется при последующих циклах нагружения/разгрузки. Получены результаты решения ряда прикладных задач. Установлены закономерности изменения напряженно-деформированного состояния тонкостенных конструкций на примере металлических бункеров при варьировании проектно-технологических параметров. Экспериментально определен характер поведения системы полос, соединенных болтовым крепежом с зазором, нагруженных равномерно по верхней кромке поперечным циклическим усилием. Проведено сравнение полученных численных результатов исследований с полученными экспериментальными данными. Подтверждено качественное и количественное соответствие результатов численных и экспериментальных исследований изменения прогибов системы полос.

Ключевые слова: прикладная теория упругости, тонкостенные конструкции, напряженно-деформированное состояние, конструкционная прочность, составной стержень, изгиб, болтовое соединение, метод конечных разностей, метод конечных элементов, эксперимент, силос, цилиндрические бункеры.

The thesis is devoted to the development of approaches, methods and models to study structural strength of composite thin-walled engineering structures with bolted elements. This work is solves the problem of analysis of the stress-strain state of composite thin-walled engineering structures with bolted elements, as well as its implementation and determination of the distribution of deflections, displacements and longitudinal efforts. Also in this formulation the following important factors were taken into account: the gap in bolted joints, friction force between the contacting surfaces, the pre-tightening of bolted connections, the presence of polymeric materials, as well as consideration of the corrugated shape of panels used. On the basis of mathematical models of the stress-strain state of the shell, the rod and plate structures, a mathematical model that takes into consideration the influence of axial forces and geometric nonlinearity in general on stress-strain state of composed thin-walled structures was elaborated in this thesis. The results of solving some applied problems were obtained. The regularities of changes of stress-strain state of thin-walled engineering structures at variation of design and process parameters were defined.

Keywords: applied theory of elasticity, thin-walled construction, stress-strain state, structural strength, compound rod, bend, bolt connection, the finite difference method, finite element modelling, experiment, silos, cylindrical tanks

Вступ. Актуальність теми

Проектування різних конструкцій, в яких застосовуються тонкостінні складові елементи, в тому числі – панелі, смуги, оболонки, стержні, що працюють при великих прогинах, стосується багатьох галузей машинобудування. Основне застосування даних елементів – в авіабудуванні, суднобудуванні, агропромисловості, зокрема, при виготовленні таких споруд як металеві зерносховища, обшивка літаків та суден тощо. Серед подібних об'єктів значне місце посідають складені конструкції, зокрема, із болтовим з'єднанням елементів.

Як свідчить практика проектування, виготовлення і експлуатації подібного типу конструкцій, у багатьох випадках розбіжність між розрахунковими станами цих об'єктів й тими, що реалізуються, не просто відчутне, а істотне, а в деяких випадках – катастрофічне [1-5]. Це свідчить про доцільність перегляду вихідних постановок вирішуваних задач і коригування множини значущих чинників, що впливають на конструкційну міцність досліджуваних тонкостінних машинобудівних

© Атрошенко О.О., Скрипченко Н. Б., Таран Ю.В., Фалько А.Л., Матвієнко Ю.І., 2016

конструкцій. При проектних розрахункових дослідженнях тонкостінних конструкцій для забезпечення міцності необхідно враховувати не тільки їх напружено-деформований стан (НДС), але і його зміну при варіюванні конструктивних елементів, навантажень і застосовуваних матеріалів [6, 7]. Використання нових прикладних розрахункових програм відкриває перспективи удосконалення всього циклу проектних досліджень від вихідних постановок до формування математичних моделей, створення методів розв'язання виникаючих задач, числової їх реалізації і, в кінцевому підсумку, – розв'язання прикладних задач.

Таким чином, науково-прикладна задача визначення напружено-деформованого стану і оцінки міцності складених тонкостінних конструкцій (СТСК), з'єднаних болтовим кріпленням із зазором, з урахуванням особливостей тертя, наявності полімерних елементів, гофрування, геометричної, структурної, фізичної нелінійностей, є актуальна та визначила напрям дослідження.

Мета і задачі дослідження

Мета дослідження полягає у розробці та реалізації методів розв'язання задач аналізу конструкційної міцності складених тонкостінних машинобудівних конструкцій із застосуванням болтового з'єднання елементів з урахуванням геометричної, фізичної та структурної нелінійностей.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- аналіз методів дослідження конструкційної міцності тонкостінних конструкцій;
- розробка методів розв'язання задач визначення НДС складених тонкостінних конструкцій з урахуванням контактної взаємодії, тертя та зазорів;
- створення математичної моделі опису НДС складених тонкостінних конструкцій із болтовим з'єднанням з урахуванням геометричної, фізичної та структурної нелінійностей, числова реалізація розроблених методів та моделей;
- розв'язання прикладних задач аналізу напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій на прикладі металевих бункерів, елементів авіаційних та автомобільних конструкцій, тощо;
- експериментальні дослідження та впровадження результатів досліджень у виробництво.

У роботі використовуються методи скінченних різниць (МСР) і методи скінченних елементів (МСЕ) для моделювання НДС складених тонкостінних машинобудівних конструкцій; методи твердотілого тривимірного моделювання – для створення параметричних моделей досліджуваних конструкцій. Для числового розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь, дискретизованих за методом скінченних різниць, розроблено варіант модифікації методу простої ітерації. Експериментальне дослідження проводилося на спеціально створеному стенді із застосуванням динамометричного контролю зусиль та індикаторів годинникового типу для визначення переміщень досліджуваної системи.

Аналіз методів розрахунку складених тонкостінних конструкцій

Різним аспектам розрахунку складених тонкостінних конструкцій (СТСК) приділяється увага в роботах багатьох учених, таких як Т.Беличко, І.А. Біргер, В.Л. Бідерман, Д.В. Бреславський, М.І. Бобир, К. Васідзу, В.З. Власов, Ю.С. Воробйов, А.Л. Гольденвейзер, А.М. Гузь, Д.О. Жигилій, Б.Я. Кантор, Л.В. Курпа, Г.І. Львов, О.К. Морачковський, В.Л. Рвачов, О.О. Стрельникова, В.Г. Сукіасов, А.Н. Шупіков, С.П. Тимошенко, Л.І. Турчак, А.П. Філіппов, А.П. Філін, Gan Tang, Lingfeng Yin, Xiaoming Guo, E. Gallego, C. Gonzalez-Montellano, A. Ramirez, F. Ayuga, Adem Dogangun, Zeki Karaca, Ahmet Durmus, Halil Sezen, J.M. Fuentes, Y.I. Maggia, R.M. Gonçalves, R.T. Leonb та інші. Для розв'язання виникаючих задач застосовуються різні аналітичні, числові та експериментальні методи [5-7]. Однак на даний час розв'язки практичних задач, що виникають в реальних конструкціях, із урахуванням всієї множини значущих чинників для визначення складного НДС потребують подальшого удосконалення, враховуючи можливості сучасних пакетів прикладних програм. У зв'язку з цим розробка методу визначення НДС та конструкційної міцності тонкостінних машинобудівних конструкцій, з'єднаних болтовим кріпленням, а також його реалізація і визначення закономірностей розподілу прогинів, зміщень і поздовжніх зусиль на основі створення програмного комплексу прикладних розрахунків НДС елементів СТСК обрано як напрям досліджень.

Математичне моделювання напружено-деформованого стану елементів складених тонкостінних конструкцій із болтовим з'єднанням

Маємо математичні моделі визначення НДС тонкостінних конструкцій в лінійних і геометрично нелінійних постановках типу [8-11]:

– стержні

$$\begin{cases} \frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{w''}{[1 + (w')^2]^{\frac{3}{2}}} \right) = q + \frac{d}{dx} \left[P \left(\frac{dw}{dx} \right) \right]; \\ \frac{dP}{dx} + q_x = 0; \end{cases} \quad (1)$$

– пластини

$$\begin{cases} D \nabla^2 \nabla^2 w = q + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \\ - 2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; \\ \frac{1}{Eh} \cdot \nabla^2 \nabla^2 \psi = \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}; \end{cases} \quad (2)$$

– поліг оболонки

$$\begin{cases} D \nabla^2 \nabla^2 w = \nabla_k^2 \psi + L(w, \psi) + q; \\ \frac{1}{Eh} \nabla^2 \nabla^2 \psi = -\nabla_k^2 w - \frac{1}{2} L(w, w), \end{cases} \quad (3)$$

де w – прогини тонкостінних елементів;
 E – модуль пружності матеріалу;
 I – момент інерції поперечного перерізу стержня;
 h – товщина оболонки або пластины;
 q – поперечне навантаження;
 ∇^2 – оператор Лапласа;
 ψ – функція Ері,

$\nabla_k^2 = k_1 \partial^2 / \partial x_2^2 + k_2 \partial^2 / \partial x_1^2$, $k_1 = 1/R_1$; $k_2 = 1/R_2$ – кривини середньої поверхні, до деформування;

$$L(w, \psi) = \partial^2 w / \partial x_1^2 \partial^2 \psi / \partial x_2^2 + \partial^2 w / \partial x_2^2 \cdot \partial^2 \psi / \partial x_1^2 - 2 \partial^2 w / \partial x_1 \partial x_2 \cdot \partial^2 \psi / \partial x_1 \partial x_2 .$$

Моделі (1–3) враховують, зокрема, вплив поздовжніх (тангенціальних) сил і геометричної нелінійності в цілому на НДС СТСК. Неврахування геометричної нелінійності для певного класу конструкцій при значних навантаженнях призводить до істотних похибок.

Для двох з'єднаних болтовим кріпленням стержнів сформовані розв'язувальні співвідношення для розрахунку тонкостінних металевих конструкцій. У постановці враховується три види нелінійності: структурна, геометрична і фізична. При цьому запропоновані удосконалені підходи до визначення поздовжніх внутрішніх сил, що діють у конструкції. Проведено зіставлення результатів розв'язань з використанням різних методів на прикладі стрижневої системи, пластинчастих і оболонкових конструкцій. На цій основі побудована математична модель НДС СТСК з болтовим з'єднанням, яка покладена в основу дослідження тонкостінних конструкцій.

У першому наближенні систему (рис. 1, 2) розглянуто в стрижневій постановці для виявлення якісних особливостей поведінки СТСК під навантаженням. Така найпростіша система природнім чином виокремлюється як базовий елемент, наприклад, із конструкції збірного бункера (див. рис. 1).

Відштовхуючись від системи зв'язаних диференціальних рівнянь (1) при крайових умовах:

$$w \Big|_{x=0;l} = 0; \quad dw/dx \Big|_{x=0;l} = 0; \quad u(0) = 0; \quad u(l) = 0, \quad (4)$$

продемонстровано, що коли стріла прогину набагато менша довжини стержня (тобто нехтуючи в (1) $(w')^2 \ll 1$), система розв'язувальних рівнянь (1) суттєво спрощується при крайових умовах (4). Тому у випадку поздовжньо-поперечного вигину стержня з урахуванням розподілу поздовжніх деформацій за співвідношенням

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} - z \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 \quad \text{запропонована процедура}$$

осереднення внутрішнього зусилля розтягування-стиснення P за довжиною (рис. 3, 4).

У підсумку замість зв'язаної системи диференціальних рівнянь (1) отримана зв'язана система у вигляді диференціального рівняння 4-го порядку та інтегрального співвідношення ($EI = const$):

$$EIw^{IV} + Pw'' = q; \quad (5)$$

$$P(x) = b \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma \cdot dz = b \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} E \epsilon \cdot dz = ES \left(u'(x) + \frac{1}{2} (w'(x))^2 \right);$$

$$P_* \approx \frac{1}{l} \int_0^l P(x) dx = \frac{ES}{l} \left[\int_0^l u'(x) dx + \frac{1}{2} \int_0^l (w'(x))^2 dx \right]; \quad (6)$$

$$P_*(w) = ES \frac{1}{2l} \int_0^l (w')^2 dx.$$

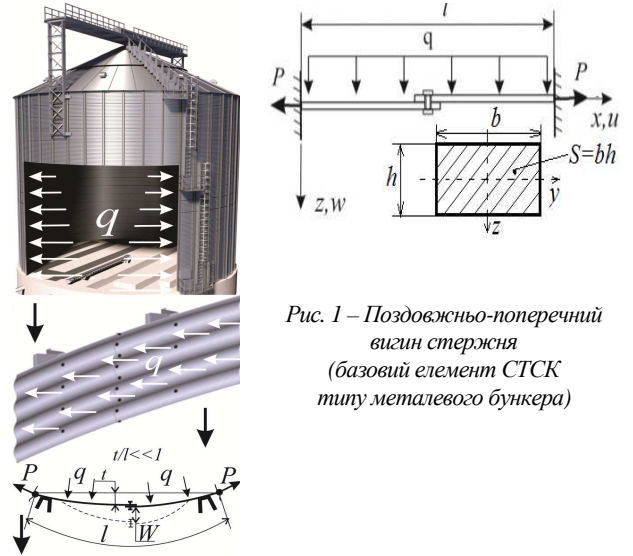


Рис. 1 – Поздовжньо-поперечний вигин стержня (базовий елемент СТСК типу металевого бункера)

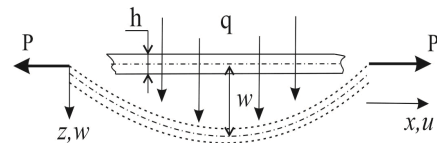


Рис. 2 – Тонкостінний елемент при поздовжньо-поперечному вигині

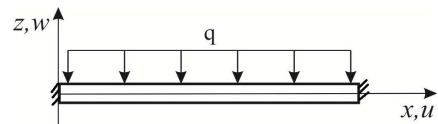


Рис. 3 – Схема навантаження стержня

Співвідношення (6) дають змогу напряму зв'язати P тільки із розподілом прогинів $w(x)$. Відповідно, залежність від переміщень $u(x)$ виключена. Розподіл сили P за довжиною осереднюється та приймається як константа, що спрощує подальший аналіз поведінки системи. Для розв'язання системи (5), (6) використано метод скінченних різниць (МСР), із використанням якого отримано зв'язану нелінійну систему алгебраїчних рівнянь відносно вектора вузлових переміщень W та сили P_* :

$$\begin{cases} (M_1 + P_* \cdot M_2)W = Q, \\ P_* \approx ES \frac{1}{2l} \sum_i^{n-1} \left(\frac{W_{i+1} - W_i}{\Delta} \right)^2 \Delta = \frac{1}{2l} \cdot \frac{ES}{\Delta} \sum_i^{n-1} (W_{i+1} - W_i)^2. \end{cases} \quad (7)$$

Матриці M_1 і M_2 в (7) описують скінченно-різницевою диференціювання в (5) відповідно 4-го і 2-го порядків, Q – вектор вузлових навантажень, а

інтегральний вираз в (6) замінюється формулою прямокутників в (7), i – номер вузлів різничевої схеми. Основна нелінійність в (7) зосереджена у залежності $P_* = P_*(W)$.

Для розв'язання (7) запропоновано модифікований метод простої ітерації, де впроваджено параметр регулювання величини кроку на поточному ітераційному етапі ω , як у методах розв'язання СЛАР типу верхньої або нижньої релаксації:

$$\left. \begin{aligned}
 &W^{(0)} := M_1^{-1} \cdot Q; \quad Q := Q + \Delta Q \pmod{\quad} & a) \\
 &P_*^{(1)} := G(W^{(0)}); & b) \\
 &k := 1; & c) \\
 &W^{(k)} := [M_1 + P_*^{(k)} \cdot M_2]^{-1} \cdot Q; & d) \\
 &P_*^{(k+1)} := P_*^{(k)} + \omega \cdot (G(W^{(k)}) - P_*^{(k)}); \pmod{\quad} & e) \\
 &k := k + 1; & f) \\
 &\text{if } \left[\delta_W^k = \frac{\max |w_i^k - w_i^{(k-1)}|}{\max |w_i^k|} > \epsilon_w \right. & g) \\
 &\text{or } \left[\delta_P^k = \frac{\max |P_*^k - P_*^{(k-1)}|}{\max |P_*^k|} > \epsilon_p \right] \text{ go to } (d). & h) \\
 &\text{if } (P_* \geq P_{*np}) \Rightarrow [P_* := P_{*np}; & \\
 &l := l + \Delta l] \pmod{\quad}, &
 \end{aligned} \right\} (8)$$

де $a)$ – розв'язання лінійної задачі для визначення прогину для поточного значення вузлових навантажень Q (покроково за навантаженням); $b)$ – визначення першого наближення зусилля P_* ; $c), f)$ – організація циклів ітераційного процесу; $d)$ – визначення поточного значення вузлових прогинів; $e)$ – визначення поточного значення поздовжнього зусилля (модифікація із введенням ω); $g)$ – перевірка умов закінчення ітераційного процесу; $h)$ – визначення величини проковзування складеного стержня.

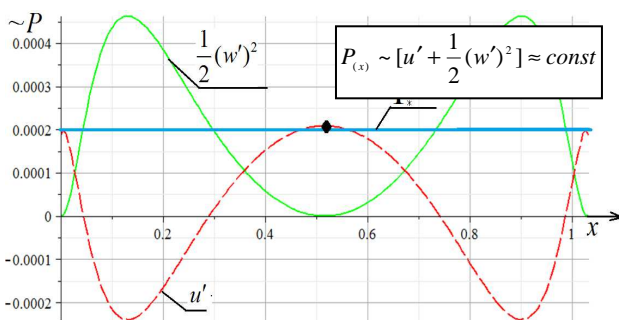


Рис. 4 – Визначення поздовжньої сили P_*

Чисельні дослідження розподілів W та значень P_* дають змогу визначити вплив ω на швидкість збіжності ітераційного процесу, на його характер, а також встановити рекомендований інтервал його значень в зоні $\omega = 0,4$ (рис. 5, 6).

Досліджено вплив різних чинників на точність розв'язку задачі визначення прогинів. Алгоритм (8) модифіковано стосовно системи смуг, з'єднаних між собою болтовим кріпленням. Додатково проведено визначення похибки, що вноситься в

систему розв'язуваних рівнянь, і порівняння числового розв'язку за методом скінченних елементів і за методом скінченних різниць в геометрично лінійній і нелінійній постановках (рис. 7). Підтверджується повна відповідність розподілів прогину W , обчислених МСР та МСЕ. МСР реалізований у власному програмному коді, що дає змогу досліджувати усі процеси розв'язання.

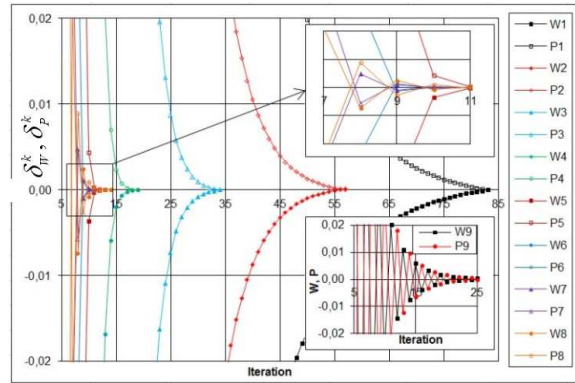


Рисунок 5 – Процес наближення розв'язку (відносних величин δ_W^k, δ_P^k) залежно від кількості ітерацій

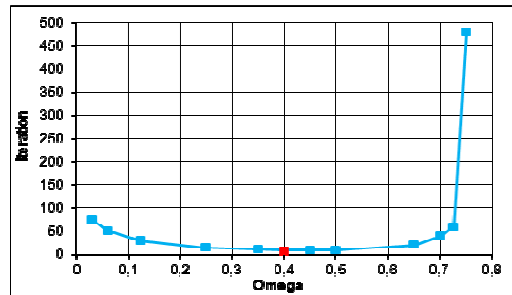


Рис. 6 – Графік залежності необхідної кількості ітерацій для розв'язання нелінійної системи рівнянь від параметра ω

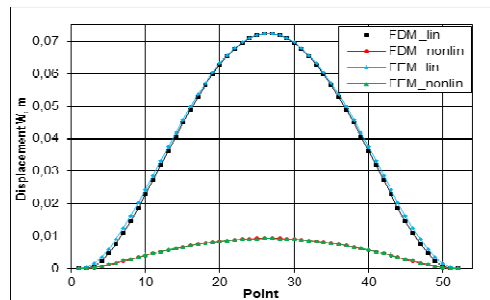


Рис. 7 – Розподіл прогинів W , обчислений МСР та МСЕ з урахуванням і без урахування геометричної нелінійності

Також проведений аналіз поведінки системи складених смуг при урахуванні сил тертя і зазору в болтовому з'єднанні, при модифікації співвідношень (1), (5–8). Вводиться параметр $\tau = \Delta l / l$, де Δl – поздовжнє зміщення стержнів один відносно іншого внаслідок проковзування із номінального положення (рис. 8). Зв'язок між τ та силою P_* визначається законом Кулона :

$$\begin{cases}
 P_* < \mu N \Rightarrow \tau = 0; \\
 P_* = \mu N \Rightarrow \tau = \frac{\mu N}{ES} - \frac{1}{2l} \int_0^l (w')^2 dx,
 \end{cases} \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт тертя, N – сила попереднього затягування болта. Перша частина співвідношень (9) описує стан зчеплення двох стержнів під дією тертя, друга – відносного проковзування.

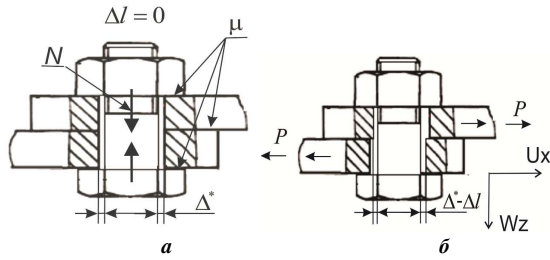


Рисунок 8 – Повздовжнє проковзування стержнів:
а – номінальне положення; б – поточне положення

Якщо позначити через $\tau^* = \Delta^* / l$, де Δ^* – сумарний зазор у болтовому з'єднанні (див. на рис. 8, у даному випадку 2 мм), то залежність P_* від навантаження q (або при застосуванні МСР – Q) описується на різних етапах різними залежностями. Етапи I-III відповідають різним випадкам (рис. 9):

$$\begin{aligned} I. P_* &= \frac{ES}{2l} \int_0^l (w')^2 dx; \\ II. P_* &= \mu N; \\ III. P_* &= ES \left[\frac{1}{2l} \int_0^l (w')^2 dx - \tau^* \right]. \end{aligned} \quad (10)$$

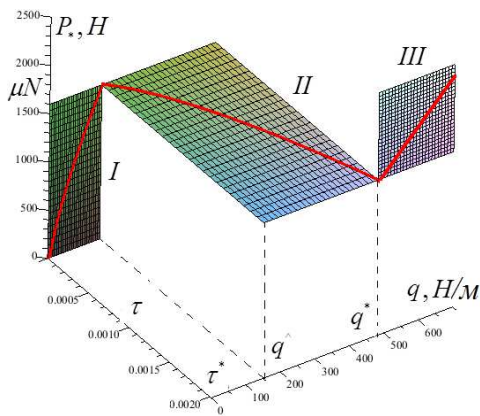


Рис. 9 – Залежність $P(q)$

У (10) I – відповідає навантаженню від номінального положення (див. рис. 8, а) при $q=0$ до величини $q=q^{\wedge}$, коли $P_* = \mu N$; II – $P_* = const$, $\tau=0 \div \tau^*$, відбувається взаємне проковзування стержнів до задоволення умов рівноваги; III – етап після повного вибирання зазору Δ^* при $q=q^*$, стержні працюють як єдине ціле.

У просторі (τ, q, P_*) при монотонному навантаженні крива $L: [P_* = P_*(q), \tau = \tau(q)]$ розташовується по чергову у площинах $\tau=0$ (етап I), $P_* = \mu N$ (етап II), $\tau = \tau^*$ (етап III), тобто параметри P_*, τ змінюються з ростом q по чергову. Аналогічно ведуть

себе ці параметри при розвантаженні від $q=q_{max}$ до $q_{min} = -q_{max}$. При цьому можуть виникнути перескоки між формами рівноваги (рис. 10). Відповідно, при складному немонотонному навантаженні необхідно розглядати процес зміни P_*, τ покроково (модифікації: в (8, а) – приріст ΔQ , а в (8, б) – зміна Δl).

Для багатьох конструкцій типу металічних зерносховищ штатним, як правило, є цикл навантаження до деякого рівня q_{max} (на різних рівнях висоти – різний), а після цього – розвантаження до нульового значення q , після чого цикл повторюється. Відповідно, проаналізовано в першу чергу вигляд кривої L для віднульового циклу ($q=0 \rightarrow q_{max} \rightarrow 0$) при його багаторазовому повторенні. Також потрібне визначення поведінки характеристик деформування системи при різних варіантах навантаження (крива $M: [W_s = W_s(q), \tau = \tau(q)]$, де W_s – стріла прогину стержня). На рис. 10 представлені характерні криві M, L для симетричного та віднульового циклів навантаження. Для кривих M_r, L_r характерним є наявність петель гістерезису: навантаження та розвантаження проходять різними шляхами, в системі проявляється незворотність напружено-деформованого стану за параметром навантаження. На різних ділянках (етапи I(0,1,2), II(2,3), III(3,4), ..., рис. 10) криві M, L є досить плавними, але в точках переходу між ними спостерігаються зломи. Швидкості зміни P , на різних етапах I, II, III... відрізняються. Можливі розриви на кривих M_{-1}, L_{-1} із причини втрати стійкості (штрихові лінії на рис. 10). Разом із тим таких розривів не спостерігається при віднульових циклах навантаження на кривих M_0, L_0 . У цьому випадку відбувається при першому циклі навантаження перехід у більш навантажений стан, а надалі цикли розвантаження-навантаження проходять повторними майже співпадаючими усталеними траєкторіями із малою петлею гістерезису.

Таким чином, НДС конструкцій типу металічних зерносховищ визначається у вигляді двох складових: при первинному навантаженні відбувається перехід у деякий стан із залишковими деформаціями, а надалі відбувається циклічне навантаження-розвантаження від цього стану до максимальних навантажень і в зворотному напрямі.

Проведений якісний аналіз НДС системи із болтовим з'єднанням, тертям та зазором служить трьом цілям. По-перше, це визначення якісних ефектів, що реалізуються у подібних системах. При цьому установлені характерні ділянки на кривих M, L на різних стадіях та при різних сценаріях навантаження. По-друге, це визначення значущих чинників, які слід враховувати при аналізі НДС подібних конструкцій. Зокрема, продемонстрована доцільність враховувати тертя, зазори, первинне затягування у болтовому з'єднанні та геометричну нелінійність. По-третє, це можливість проведення попереднього експрес-аналізу НДС на початкових етапах проектування подібного

типу конструкцій. Такий аналіз дає змогу завчасно відкинути поготів непрацездатні варіанти, зосередившись у подальшому на обґрунтуванні

прийнятих параметрів на обмеженому колі раціональних проектних рішень.

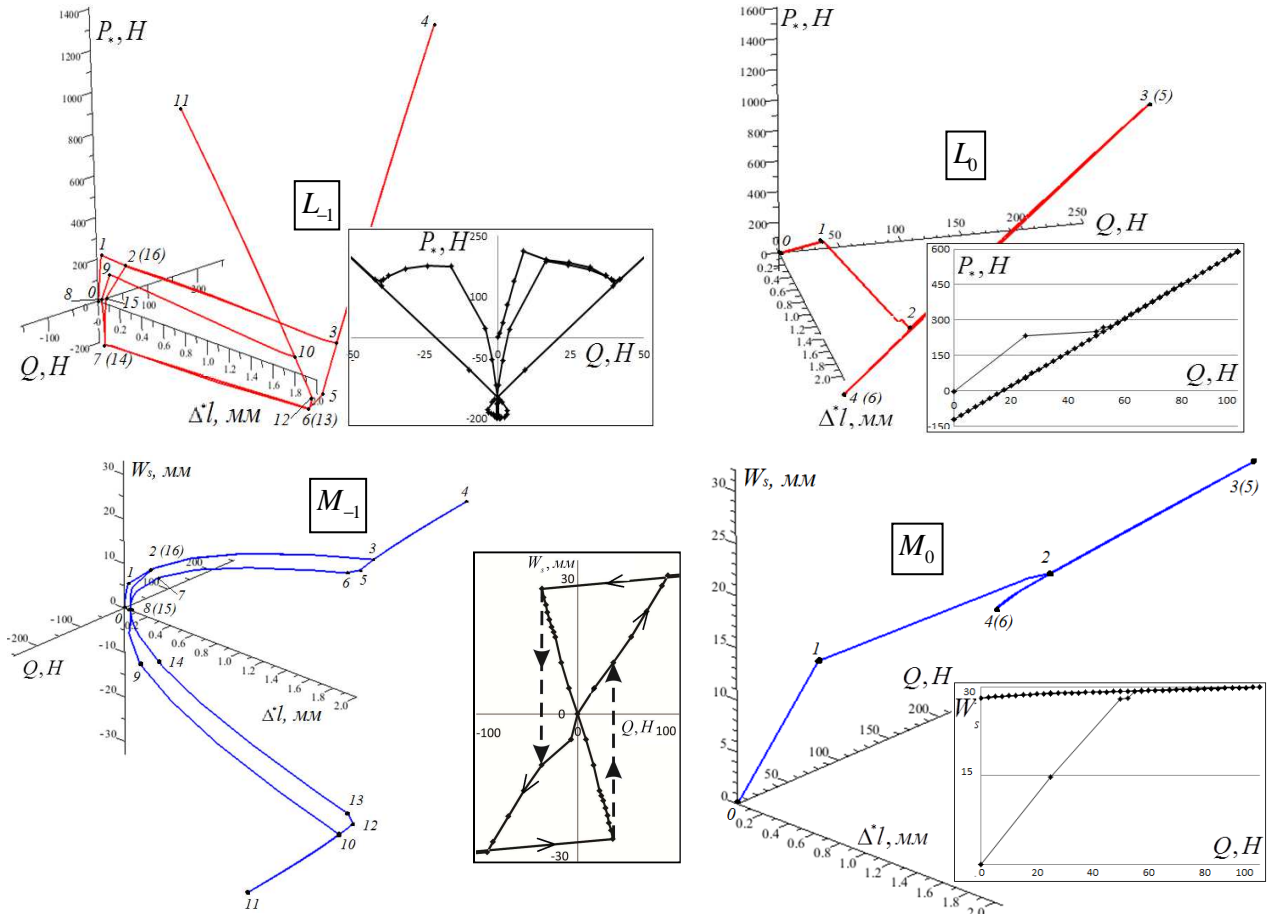


Рис. 10 – Залежності між прогинами, проковзування та поздовжнього зусилля (просторові лінії M, L) при різних циклах навантаження ($r = -1$ – симетричний: $q = q_{max} \rightarrow q_{min} \rightarrow 0 \rightarrow \dots$; $r = 0$ – віднульовий: $q = q_{max} \rightarrow 0 \rightarrow \dots$)

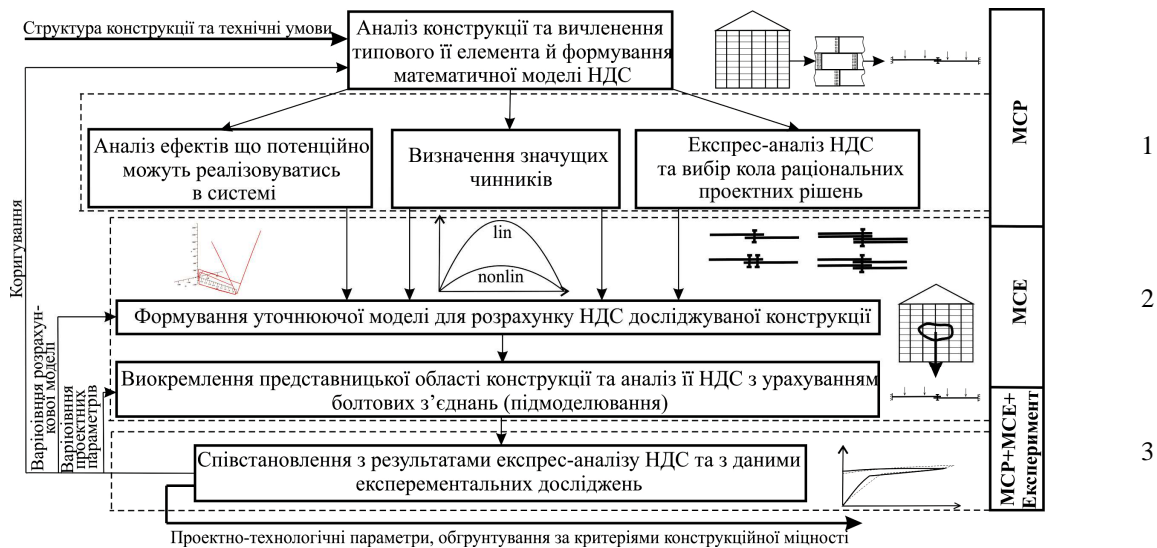


Рис. 11 – Структура досліджень НДС складених тонкостінних конструкцій

Запропонована структура досліджень подібних тонкостінних конструкцій (рис. 11), у вигляді послідовності етапів (1–3), поєднаних між собою логікою "від загальної конструкції – до типового елемента – до уточненої моделі всієї конструкції – до

докладного аналізу НДС представницької області із болтовим з'єднанням".

Між різними етапами досліджень налагоджується система зворотних зв'язків задля узгодженості одержуваних результатів. Цим самим коригується весь

цикл проектних досліджень, забезпечується конструкційна міцність та раціональні проектно-технологічні параметри досліджуваних СТСК. Ще однією із переваг запропонованої структури досліджень є природний перехід до реалізації у вигляді спеціалізованих програмних комплексів, які можна "переналаджувати" на ті чи інші машинобудівні тонкостінні конструкції. Таким чином, реалізований перший етап досліджень (див. рис. 11).

Чисельна реалізація пропонованих підходів та моделей напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій

У роботі розроблено математичну модель НДС тонкостінних машинобудівних конструкцій з урахуванням усіх значущих чинників на прикладі елементів металевих зернохочищ (рис. 12), відповідно до етапу 2 (див. рис. 11). Застосовувалися як 3D, так і 2D постановки МСЕ, в процесі аналізу НДС враховувалися: геометрична нелінійність, попереднє затягування болтового кріплення, контакт, зазор в болтовому кріпленні, тертя між контактуючими поверхнями, фізична нелінійність матеріалу пластикової шайби. Для реалізації даних співвідношень залучався програмний комплекс ANSYS та макроси на мові APDL.

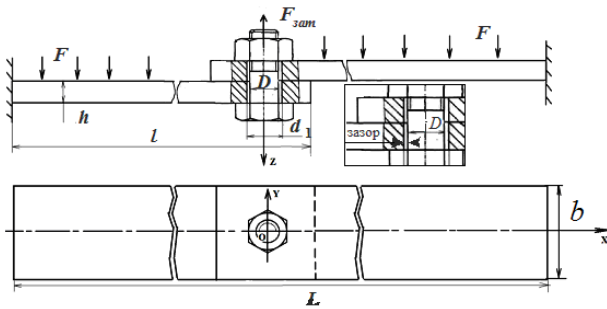


Рис. 12 – Система смуг з болтовим кріпленням

За результатами чисельних розрахунків встановлено, що: при одноразовому поступовому навантаженні відбувається на початку лінійне зростання компонент напружено-деформованого стану, тертя є достатнім для змикання, і смуги між собою не зрушуються; при певному рівні навантажень відбувається взаємне зміщення смуг, аж до деякої величини, яка не перевищує зазор; після вибирання зазору зростання переміщень уповільнюється, а напружень – прискорюється (рис. 13).

Виявлено відчутне різке зростання зусиль розтягування в тілах болтів порівняно із початковим їх рівнем, що в інших дослідженнях раніше не фіксувалося. Показано, що при знятті навантаження система не повертається в початковий стан. При повторних навантаженнях процес протікає приблизно по верхній ділянці першого навантаження. Це принципова особливість поведінки такого типу систем: вона різко змінюється при первинному циклі навантаження, а при повторних – досить точно повторює свою поведінку (див. рис. 13).

Знайдено значний вплив зазору між болтом і отворами на НДС системи (рис. 14). Встановлено особливості впливу тертя і наявності пластикової шайби з нелінійного матеріалу типу Муні-Рівліна (властивості матеріалу поліетилену визначено із публікацій інших дослідників) [5-7]. У тому, що стосується пластикової шайби, маємо "згладжування" всіх характеристик і картин НДС.

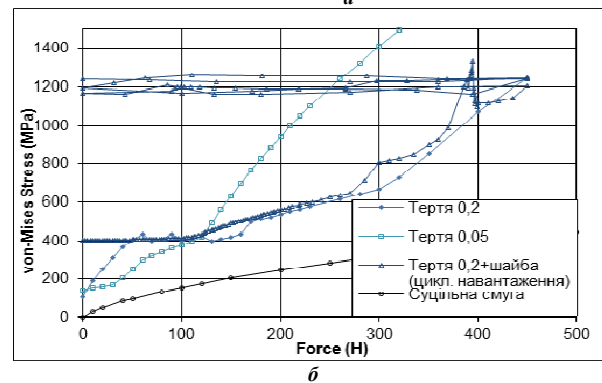
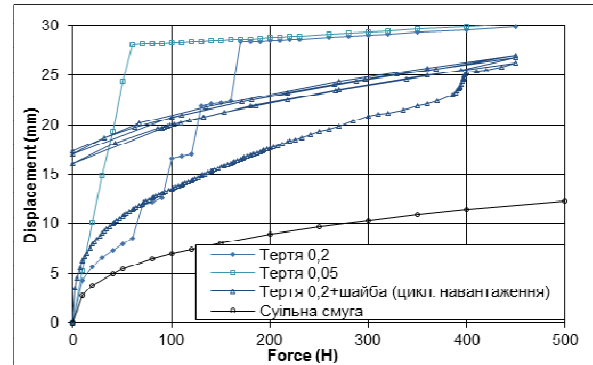


Рис. 13 – Картини НДС складених тонкостінних конструкцій залежно від навантаження:

а – стріла прогинів (мм); б – максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа)

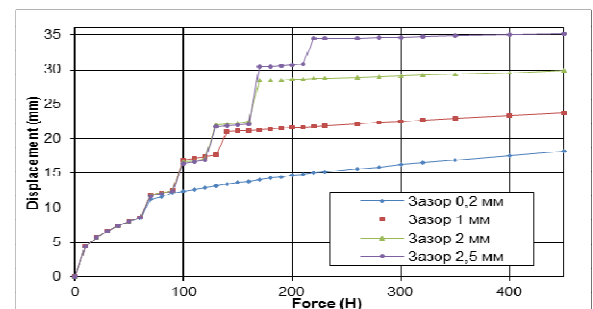


Рис. 14 – Стріла прогинів складеної смуги з варіюванням зазору Δ в з'єднанні (мм)

Крім того, досліджено вплив кількості болтів на працездатність конструкції: цей вплив неоднозначний та сильно залежить від похибок монтажу системи "отвори – болти" (рис. 15). Додатково визначено вплив схеми формування пакету листових панелей на напружено-деформований стан досліджуваної системи.

За підсумками проведено аналіз результатів досліджень, сформовані висновки і розроблені

рекомендації: рекомендується з'єднання смуг з послідовним чергуванням із різних пакетів панелей; позитивний вплив збільшеного зазору в поздовжньому напрямку; згладжувальний вплив пластикових шайб; позитивний вплив тертя; різко негативний вплив похибок монтажу; необхідність врахування гофрування, оскільки так звані "еквівалентні" ортотропні моделі дають значні похибки.

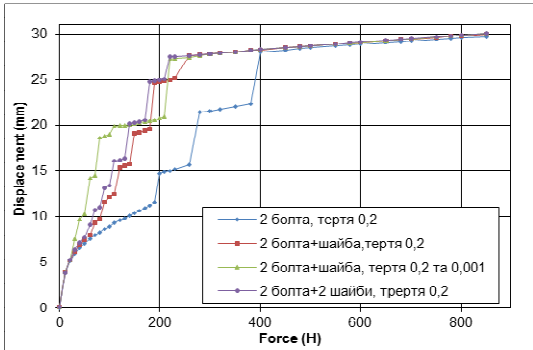


Рис. 15 – Стріла прогинів складеної смуги з різною кількістю болтів (мм)

Розв'язання прикладних задач

З урахуванням отриманих рекомендацій і висновків здійснено розв'язання низки прикладних задач, в яких визначено конструкційну міцність та НДС металевих зерносовищ, елементів авіаконструкцій тощо. При

проведенні дослідження НДС металевих зерносовищ встановлено, що розподіл прогинів і напружень за висотою носить істотно нерівномірний характер (рис. 16), що відповідає експериментальним даним, які отримані у ході реальних випробувань. Використання моделі ортотропної оболонки згладжує розподіли напружень і не відповідає реальним розподілам компонент НДС.

Проведено окреме дослідження впливу болтового з'єднання, на конструкційну міцність елементів тонкостінних конструкцій (рис. 17). Із конструкції зерносовища виділявся представницький елемент, на який за допомогою APDL-скрипта ANSYS передавалися крайові умови, отримані при дослідженні НДС всієї конструкції. Надалі визначається НДС у всіх важливих елементах: болт, ущільнювальна шайба і з'єднувальні листи в районі отворів, оцінюється їхня конструкційна міцність та формуються відповідні рекомендації щодо обґрунтування проектно-технологічних параметрів. У результаті розроблені рекомендації передані на машинобудівні підприємства ПАТ "КМЗ", що дають змогу удосконалити проектні параметри та технічні рішення.

На додаток досліджені конструкції фрагмента обшивки літака, автомобільних ресор, продемонстровано вплив окремих чинників на НДС. Підтверджено доцільність урахування всіх чинників в сукупності залежно від типу конструкції: зварної або з'єднаної болтовими чи іншими кріпленнями.

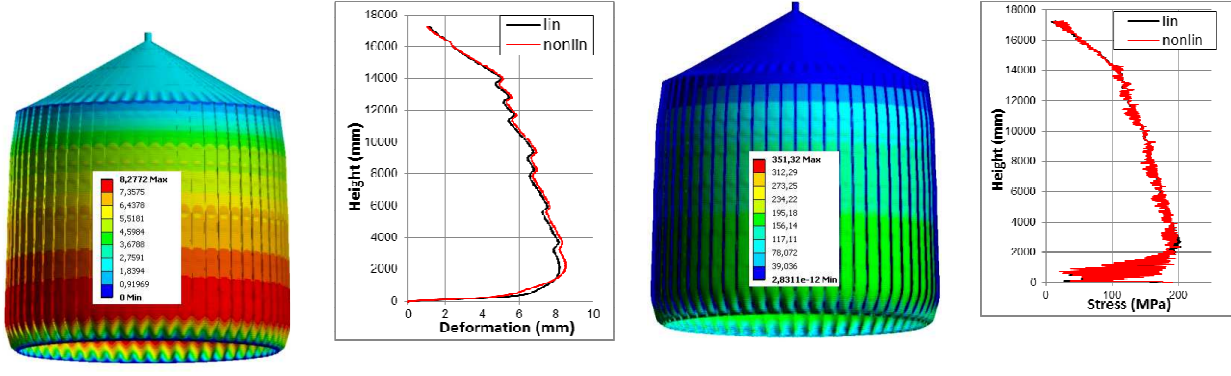


Рис. 16 – Картини НДС складених тонкостінних конструкцій за висотою конструкції: а – розподіл прогинів; б – напружень за Мізесом

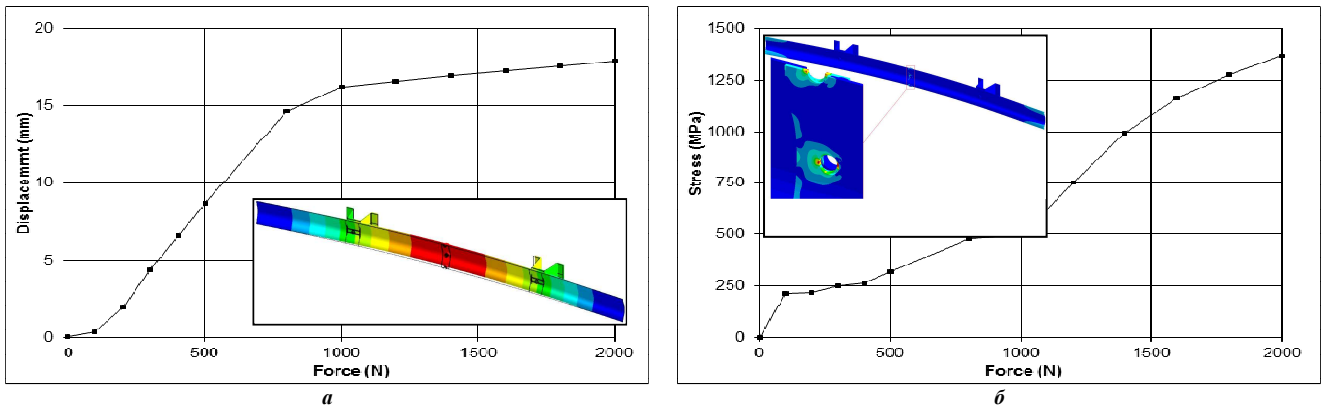


Рис. 17 – Результати розрахунків віділеного сектора: а – стріла прогинів (мм); б – напруження за Мізесом (МПа)

Експериментальне дослідження

У роботі проведено співставлення теоретичних та експериментальних розрахункових оцінок прогинів зразків системи смуг з болтовим кріпленням, що за параметрами відповідають фрагментам панелей реальних силосів між вертикальними ребрами жорсткості (етап 3 згідно рис. 11). Для цього розроблена експериментальна установка (рис. 18).

Дослідження поділялися на два етапи. У першому експерименті досліджувалася система смуг з болтовим з'єднанням і зазором, яка навантажувалася шляхом поступового додавання мірних вантажів (рис. 19), при цьому прогин фіксувався в центральній частині (рис. 20).



Рис. 18 – Експериментальна установка

У другому експерименті навантаження системи здійснювалося у вигляді багатоциклового навантаження/розвантаження. Досліджувалося три види компоновки болтового з'єднання: з'єднання із зазором, з'єднання із ущільнювальною шайбою і з'єднання у вигляді послідовного набору смуг з ущільнювальною шайбою.

Для вимірювання переміщень використовувався індикатор годинникового типу, зусилля вимірювалося за допомогою динамометра (рис. 21). Як результати отримано залежності прогинів від навантажень (рис. 22).

При співставленні експериментальних та числових результатів якісна оцінка процесів збігається у функціональному плані, а для чисельних результатів відносна похибка не перевищує 12-15% (рис. 23).

Таким чином, у ході експериментальних досліджень продемонстрована достатня в якісному та кількісному плані адекватність запропонованих методів, достовірність і точність побудованих моделей та одержаних результатів числових досліджень тонкостінних складених конструкцій з урахуванням болтового з'єднання, а також підтверджені рекомендації, що наведені в роботі. Виявлена похибка становить близько 12-15%, а її вплив на загальний характер розподілу переміщень оцінюється як незначний.

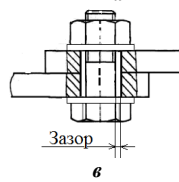


Рис. 19 – Дослідження системи: а – навантаження мірними вантажами; б – вибраний зазор; в – компоновка болтового з'єднання

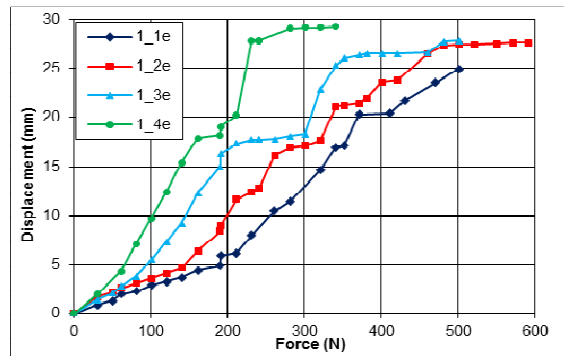


Рис. 20 – Зафіксовані прогини (мм)

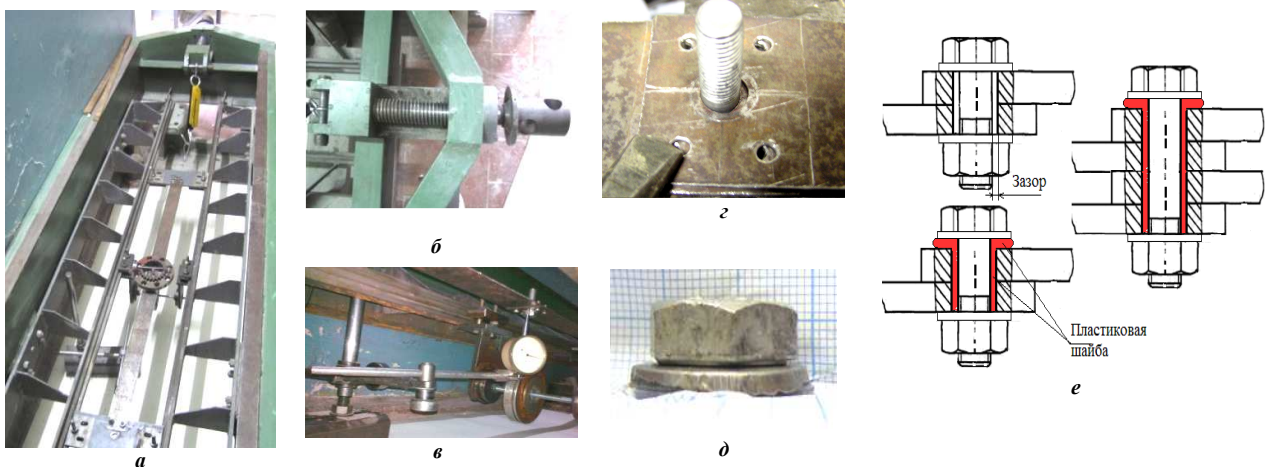


Рис. 21 – Експериментальна установка: а, б – загальний вигляд; в – з вимірювальним обладнанням; г, д, е – різні компоновки болтових з'єднань

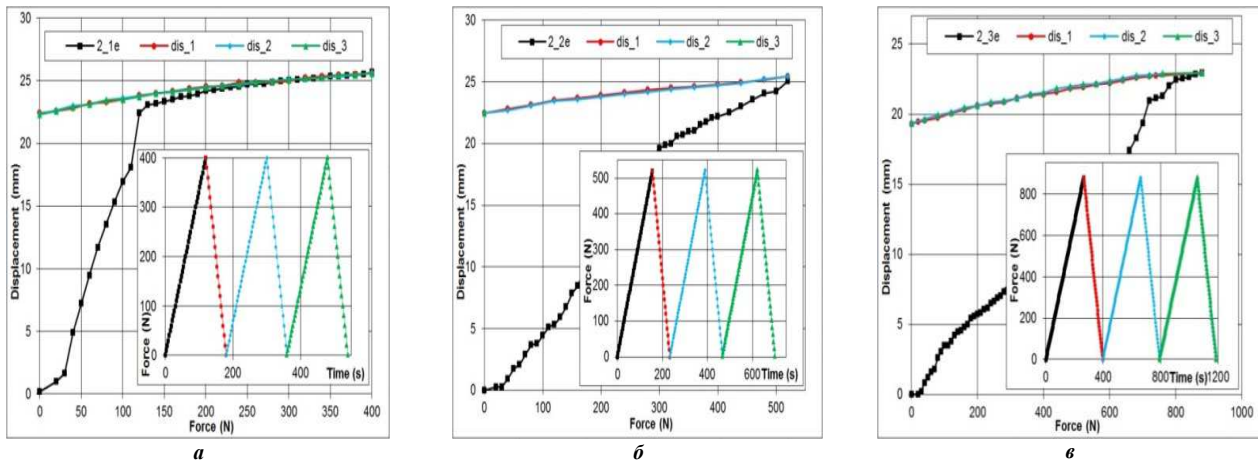


Рис. 22 – Отримані прогини (мм):
 а – компоновка із зазором; б – компоновка із ущільнювальною шайбою;
 в – компоновка у вигляді послідовного набору смуг із ущільнювальною шайбою

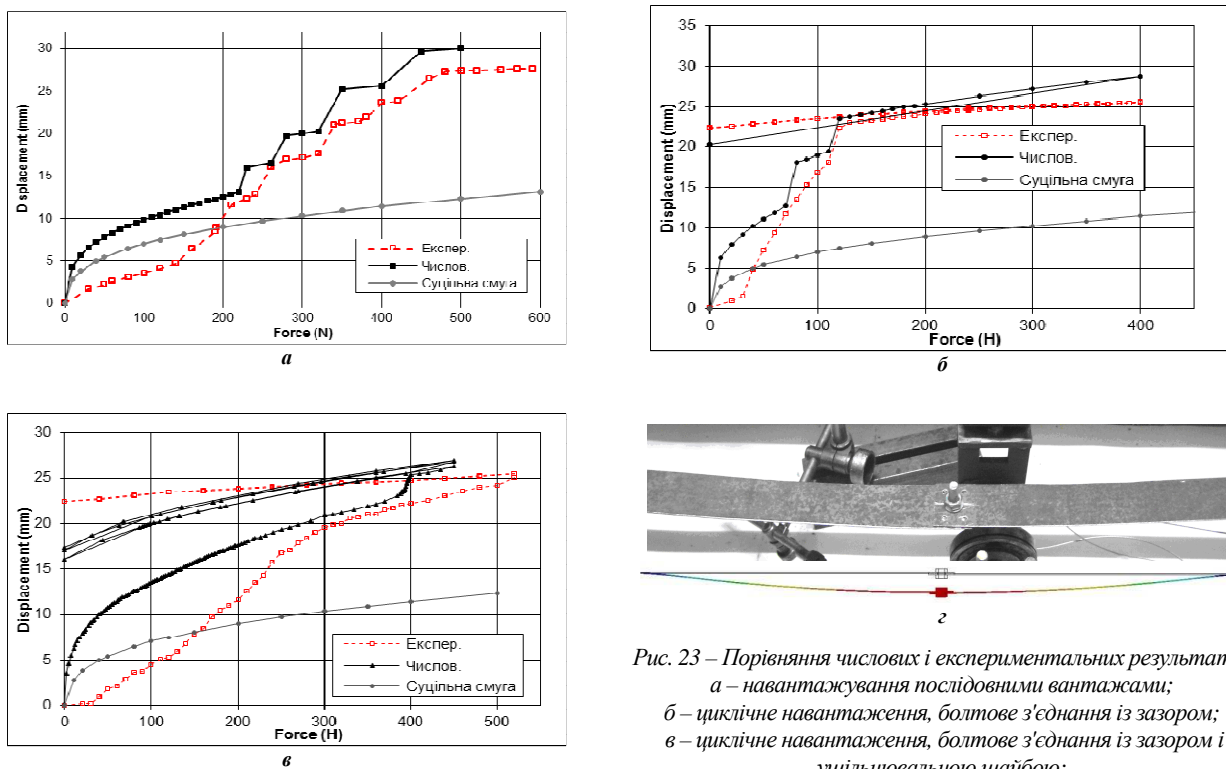


Рис. 23 – Порівняння числових і експериментальних результатів:
 а – навантаження послідовними вантажами;
 б – циклічне навантаження, болтове з'єднання із зазором;
 в – циклічне навантаження, болтове з'єднання із зазором і
 ущільнювальною шайбою;
 з – експериментально зафіксовані прогини

Висновки

Робота присвячена розв'язанню науково-практичної задачі обґрунтування методів аналізу конструкційної міцності та моделей напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій із болтовим з'єднанням елементів. При цьому отримано такі наукові результати.

1. У роботі запропонований узагальнений підхід до розв'язання задачі про визначення напружено-деформованого стану тонкостінних конструкцій в нелінійній постановці. При цьому враховується вся

сукупність значущих чинників, що впливають на НДС тонкостінних машинобудівних конструкцій. Виконано розв'язання зв'язаної задачі про поздовжньо-поперечний вигин системи двох смуг (стержнів) у нелінійній постановці. Встановлено суттєвий вплив чинників геометричної, фізичної та структурної нелінійностей на напружено-деформований стан тонкостінних машинобудівних конструкцій.

2. На прикладі частинної задачі для двох з'єднаних болтовим кріпленням стержнів сформовані розв'язувальні співвідношення для розрахунку тонкостінних машинобудівних конструкцій. При цьому запропонована процедура осереднення поздовжньої сили, що діє в

перерізі стержня. У результаті система зв'язаних диференціальних рівнянь приводиться до диференціального рівняння та інтегрального співвідношення. Проведено зіставлення результатів розв'язань із використанням різних методів на прикладі стрижневої системи, пластинчастих і оболонкових конструкцій. У запропонованій постановці були досліджені контактна взаємодія та урахування фізичної нелінійності поведінки матеріалів ущільнювальних елементів в болтовому з'єднанні. Також проведено аналіз урахування гофрування за різними моделями. На цій основі побудована математична модель для дослідження конструкційної міцності тонкостінних елементів машинобудівних конструкцій із болтовим з'єднанням, що, на відміну від відомих, більш повна та адекватна.

3. Для розв'язання задачі про визначення напружено-деформованого стану складеного стержня запропоновано модифікований метод ітераційного уточнення розв'язку із застосуванням параметра прискорення процесу. На прикладі розв'язання низки тестових задач визначено рекомендовані значення даного параметра за критерієм прискорення збіжності ітераційного процесу.

4. Для базового елемента СТСК у вигляді двох стержнів із болтовим з'єднанням встановлено, що при багаторазовому навантаженні спостерігається незворотність залежностей компонент напружено-деформованого стану від параметра навантаження. При цьому для характерного віднульового циклу навантаження подібних конструкцій напружено-деформований стан природним чином складається із двох частин: перша досягається при первинному навантаженні, а друга – практично повторюється при наступних циклах навантаження-розвантаження. Це суттєво прискорює розрахункові дослідження подібних конструкцій порівняно із традиційними підходами, коли вимагається багаторазове розв'язання послідовності нелінійних задач.

5. Розв'язано низку прикладних задач моделювання напружено-деформованого стану складених тонкостінних машинобудівних конструкцій з болтовим з'єднанням елементів. Встановлено закономірності впливу урахування різних чинників на напружено-деформований стан досліджуваних тонкостінних машинобудівних конструкцій. Зокрема: рекомендується з'єднання смуг з послідовним чергуванням; позитивний вплив збільшеного зазору в поздовжньому напрямку; позитивний вплив тертя; згладжувальний вплив пластикової шайби; негативний вплив похибок монтажу; необхідність урахування гофрування. Для конструкцій металічних зернохочищ визначено проектно-технологічні параметри, що дають змогу утримати еквівалентні напруження в листах панелей на рівні до 300 МПа, прогини – 0,02 м. Розроблені також рекомендації щодо удосконалення цих конструкцій.

6. Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану зразків тонкостінних елементів (системи смуг) виконані на спеціально розроблених установках з метою верифікації результатів проведених чисельних розрахунків. Експериментально визначено

характер поведінки системи смуг, з'єднаних болтовим кріпленням із зазором і застосуванням ущільнювальної шайби, навантажених рівномірно розподіленим по верхній кромці поперечним зусиллям і циклічним навантаженням у вигляді навантаження і розвантаження системи.

7. Підтверджено якісну відповідність результатів числових і експериментальних досліджень зміни поперечних переміщень системи смуг при варіюванні компоновок болтового з'єднання і виду навантаження, що прикладається на систему (відхилення експериментальних від числових результатів не перевищує 12-15%).

Список літератури

1. **Атрошенко А.А.** Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированных и сплошных панелей с учетом геометрической анизотропии и ортотропных свойств материала / **А.А. Атрошенко** // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2015. – № 43 – С. 8-11.
2. **Atroshenko O.** A numerical analysis of non-linear contact tasks for the system of plates with a bolted connection and a clearance in the fixture / **O. Atroshenko, M. Tkachuk, O. Ustinenko, O. Bondarenko, N. Diomina** / Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків: НПП ЧП "Технологічний Центр", 2016. – С. 24 – 29.
3. **Атрошенко А.А.** Анализ влияния монтажных погрешностей на прочностные и жесткостные характеристики элементов металлических зернохранилищ / **А.А. Атрошенко, Н.А. Ткачук** // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2016. – № 3 – С. 100 – 108.
4. **EN 1991-1-4.** 2005. Eurocode 1: Actions on Structures – Part 1–4: General Actions – Wind Actions. Brussels, CEN.
5. **Yongjiu Shi** Analysis on Shear Behavior of High-Strength Bolts Connection / **Yongjiu Shi, Meng Wang, Yuanqing Wang** // International Journal of Steel Structures. 2011. – 11 (2), 203-213.
6. **Gan Tang** Finite Element Analysis and Experimental Research on Mechanical Performance of Bolt Connections of Corrugated Steel Plates / **Gan Tang, Lingfeng Yin, Xiaoming Guo, Jin Cui** // International Journal of Steel Structures. 2015. – 15(1), 193-204.
7. **Fan L.** Finite element modeling of single lap screw connections in steel sheeting under static shear / **Fan L., Rondal J., Cescotto S.** // Thin-Walled Structure. – 1997. – 27(2). – P. 165- 185.
8. **Васидзу, К.** Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. / **К. Васидзу** – М.: Мир, 1987. – 542 с.
9. **Филиппов А.П.** Численные методы в прикладной теории упругости. / **А.П. Филиппов, В.И. Булгаков, Ю.С. Воробьев, Б.Я. Кантор, Г.А. Марченко.** – К.: Наукова думка, 1968. – 252 с.
10. **Бидерман В.Л.** Механика тонкостенных конструкций. Статика. / **В.Л. Бидерман.** – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.
11. **Биргер И.А.** Расчет на прочность деталей машин / **И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич.** – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

Bibliography (transliterated)

1. **Atroshenko A.A.** Issledovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojanija gofirovannyh i sploshnyh panelej s uchetom geometricheskoj anizotropii i ortotropnyh svojstv materiala / **A.A. Atroshenko** // Visnik NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2015. – No 43. – P. 8-11.
2. **Atroshenko O.** A numerical analysis of non-linear contact tasks for the system of plates with a bolted connection and a clearance in the fixture / **O. Atroshenko, M. Tkachuk, O. Ustinenko, O. Bondarenko, N. Diomina** / Shidno-Єvropejs'kij zhurnal peredovih tehnologij. – Kharkiv: NPP ChP "Tehnologichnij Centr", 2016. – P. 24 – 29.
3. **Atroshenko A.A.** Analiz vlijaniya montazhnyh pogreshnostej na prochnostnye i zhestkostnye harakteristiki jelementov metallicheskih zernohranilishh / **A.A. Atroshenko,**

N.A. Tkachuk // Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tehnologicheskogo universiteta im. V.G. Shuhova. – Belgorod: BGTU im. V.G. Shuhova, 2016. – No 3 – P. 100 – 108.

4. **EN 1991-1-4**, 2005. Eurocode 1: Actions on Structures – Part 1–4: General Actions – Wind Actions. Brussels, CEN.

5. **Yongjiu Shi** Analysis on Shear Behavior of High-Strength Bolts Connection / **Yongjiu Shi, Meng Wang, Yuanqing Wang** // International Journal of Steel Structures. 2011. – 11 (2), 203-213.

6. **Gan Tang** Finite Element Analysis and Experimental Research on Mechanical Performance of Bolt Connections of Corrugated Steel Plates / **Gan Tang, Lingfeng Yin, Xiaoming Guo, Jin Cui** // International Journal of Steel Structures. 2015.– 15(1), 193-204.

7. **Fan L.** Finite element modeling of single lap screw connec-

tions in steel sheeting under static shear / **Fan L., Rondal J., Cesotto S.** // Thin-Walled Structure. – 1997. – 27(2). – P. 165- 185.

9. **Filippov A.P.** Chislennyye metody v prikladnoy teorii uprugosti. / **A.P. Filippov, V.I. Bulgakov, Yu.S. Vorobev, B.Ya. Kantor, G.A. Marchenko.** – Kiev: Naukova dumka, 1968. – 252 p.

10. **Biderman V.L.** Mehanika tonkostennyih konstruksiy. Statika. / **V.L. Biderman.** – Moscow: Mashinostroenie, 1977. – 488 p.

11. **Birger I.A.** Raschet na prochnost detaley mashin / **I.A. Birger, B.F. Shorr, G.B. Iosilevich.** – Moscow: Mashinostroenie, 1993. – 640 p.

Поступила (received) 11.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Аналіз конструкційної міцності складених тонкостінних конструкцій з болтовим з'єднанням елементів / **О.О. Атрошенко, Н.Б. Скрипченко, Ю.В. Таран, А.Л. Фалько, Ю.І. Матвієнко** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 27-38. – Бібліогр. 11 назв. – ISSN 2079-0775.

Анализ конструкционной прочности составных тонкостенных конструкций с болтовым соединением элементов / **А.А. Атрошенко, Н.Б. Скрипченко, Ю.В. Таран, А.Л. Фалько, Ю.И. Матвиенко** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 27-38. – Библиогр.: 11 назв.– ISSN 2079-0775.

Structural strength analysis of the compound thin-walled structures with joint elements / **O. Atroshenko, N. Skripchenko, Taran Yu., Falco A., Matvuyenko Yu.** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 27–38. ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів (About authors)

Атрошенко Олександр Олександрович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-65-34; e-mail: atroshenko@tmm-sapr.org

Атрошенко Олександр – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: atroshenko@tmm-sapr.org

Скрипченко Наталія Борисівна – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Скрипченко Наталія – Ph.D., NTU "KhPI", junior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Таран Юрій Володимирович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01

Taran Yuri – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

Фалько Артем Леонідович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01

Falco Artem – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

Матвієнко Юрій Ігорович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01

Matvuyenko Yuriy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

УДК 539.3: 004.94

*А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, А.Ю. ТАНЧЕНКО, М.М. ТКАЧУК, Н.Б. СКРІПЧЕНКО, Я.М. ЛІСОВОЛ***ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРИ ТА ПАРАМЕТРІВ БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН ЗА КРИТЕРІЯМИ ЗАХИЩЕНОСТІ ШЛЯХОМ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ І СТАНІВ ПРИ ДІЇ ЗАСОБІВ УРАЖЕННЯ**

В роботі наведено порівняння кількох військових броньованих машин різного типу. Наведено огляд найбільш використовуваних шляхів підвищення рівня захищеності. Запропоновано новий підхід до оцінки рівня захищеності шляхом інтегрованого аналізу найбільш поширених засобів ураження, за низкою вхідних параметрів броньованих машин та вихідних критеріїв. Наведено деякі результати числового моделювання під час дії ударних хвиль від потужних вибухів на корпус броньованих машин та результати оцінки корпусів легкоброньованих машин на можливість пробиття стрілецькою зброєю.

Ключові слова: легкоброньована машина, тактико-технічна характеристика, захищеність, комп'ютерне моделювання, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів

The article provides a comparison of the different types military armored vehicles numbers. A most used ways to increase the protection level of armored vehicles are reviewed. A new approach to the estimation of the armored vehicles protection level by means of integrated computer-aided analysis of the most common destruction means, with a number of input vehicles body parameters and output criteria. The results of numerical simulation of the explosion shock waves action on armored vehicles body, and simulation of the possibility to penetrate of light armored vehicles bodies by infantry rifle ammunition. Stress-strain state obtained as a result of explosion simulation give information about deformation, plastic strain of armored plates and structure elements of armored vehicles body. Stress-strain state obtained with help of finite element method. Analysis of penetration danger level / protection level can be performed with the shooter point of view, for understanding where making the shot. Also analysis of penetration can be performed for understanding how areas around the armored vehicles separate with the level of danger / protection for vehicle. Calculation of penetration process are performed with methods which are developed by authors.

Keywords: lightly armored car, tactical and technical characteristics, security, computer modeling, stress-strain state, finite element method

В работе приведен анализ сравнения ряда военных бронированных машин различного типа. Приведен обзор наиболее используемых путей повышения уровня защищенности. Предложен новый подход к оценке уровня защищенности путем интегрированного анализа наиболее распространенных средств поражения по ряду входных параметров броньованных машин и выходных критериев. Приведены результаты численного моделирования во время действия ударной волны от мощных взрывов на корпус бронированных машин и результаты оценки корпусов легкобронированных машин на возможность пробития стрелковым оружием.

Ключевые слова: легкобронированная машина, тактико-техническая характеристика, защищенность, компьютерное моделирование, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов

Стан проблеми

На сьогоднішній день, особливо внаслідок поточних подій на сході України, ні у кого не викликає сумнів необхідність наявності у Збройних Силах України сучасних озброєнь, що відповідають поточним реаліям. Слід зауважити, що, за невеликим винятком, більшість використовуваної техніки є морально застарілою і використовується скоріше через відсутність інших варіантів, ніж через відповідність їх тактико-технічних характеристик (ТТХ) вимогам часу. З причини того що виробництво великої кількості нової військової техніки пов'язане зі значними проблемами, більш раціональним є глибока модернізація наявних зразків техніки. При цьому важливо, щоби кожен тип бойових броньованих машин розроблявся для вирішення конкретних завдань у певних умовах. Відповідно, є цілий набір параметрів і характеристик, які впливають на ефективність застосування даної техніки для вирішення поставлених завдань. Ці параметри і характеристики можна по-різному групувати, але зазвичай їх використовують як частини трьох основних характеристик військової техніки: вогневої потужності, мобільності та захищеності. Зміна балансу між даними характеристиками визначає спрямованість певної військової техніки на вирішення окремих військових завдань. Також слід зазначити, що крім відмінності в балансі, є ще й система обмежень. Як правило, основні це: ціна, габарити і маса, які також впливають на можливість виконання завдань і на рівень окремих компонент ТТХ.

У збройних силах багатьох країн, включаючи Україну, серед броньованої техніки найбільша кількість відноситься до класу легкоброньованих машин (рис. 1).

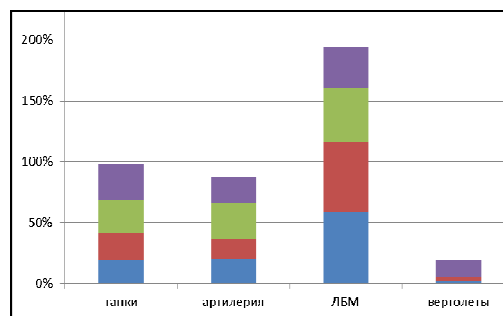


Рис. 1 – Співвідношення різних типів військової техніки

Різний баланс основних характеристик призвів до великої різноманітності типів: бронетранспортери, бойові машини піхоти, бойові машини десанту тощо. Ці машини практично не поступаються іншій техніці (наприклад, основним танкам) в мобільності, а деякі – і у вогневій потужності. Однак усі ці машини об'єднані загальним недоліком – слабким рівнем захищеності (порівняно з тими ж танками). На поточний момент зміни в тактиці і засобах озброєння призвели до того, що ці машини мають абсолютно недостатній рівень бронювання для захисту особового складу або забезпечення живучості маши-

© Васильєв А.Ю., Танченко А.Ю., Ткачук М.М., Скрипченко Н.Б., Лісовол Я.М., 2016

ни в бойових умовах. По суті, за рівнем захищеності вони практично не відрізняються від неброньованих зразків техніки, при цьому маючи значно більшу масу.

Також слід зазначити, що більшість методик оцінки рівня захищеності – морально застаріли і не можуть бути використані для оцінки на сьогоднішній день. Що стосується методів підвищення захищеності, то вони, по-перше впираються у відсутність адекватних методик оцінки поточного і проєктованого рівня захищеності, а по-друге, призводять до істотного збільшення маси машини.

Таким чином, виникає важлива і актуальна наукова задача, яка спрямована на усунення суперечності між потребою і можливістю в оцінці захищеності. Це дасть можливість вирішити ще гостріше постале практичне завдання: обґрунтування структури і параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями захищеності. Ці два завдання важливі як для вирішення проблем проєктування нових зразків військової техніки, так і для розробки варіантів модернізації існуючої техніки.

Метою роботи є розробка наукових основ оцінки захищеності ЛБМ на основі результатів математичного моделювання процесів ураження бронекорпусів та його елементів, і обґрунтування на їх основі раціональних рішень з підвищення та забезпечення необхідного рівня захищеності.

Загальний опис методів та засобів підвищення рівня захищеності для легкоброньованих машин

Розглянемо теоретичні розробки та засоби розв'язання поставлених задач досліджень, слідуючи роботам [3–5]. Задача забезпечення необхідного рівня захищеності може виникати при проєктуванні нових зразків ЛБМ, при модернізації чи експлуатації існуючих зразків. В усіх трьох випадках в першу чергу необхідно адекватно оцінити існуючий рівень захищеності від чинників ураження. Надалі необхідно обрати найбільш адекватні до ситуації методи підвищення захищеності.

Основним варіантом підвищення та забезпечення необхідного рівня захищеності для ЛБМ можна назвати такі рішення:

- використання нових зразків захисту замість застарілих;
- установка додаткового бронювання.

Використання як броні бронелістів з нових матеріалів, які були розроблені в останні роки для захисту від сучасного озброєння – це один з найкращих варіантів вирішення проблеми захищеності. Сучасні види броньової сталі мають підвищені характеристики міцності та забезпечують більш високий рівень захищеності при менших товщинах та вазі. Подібна заміна позитивно позначиться на рівні захищеності, при цьому така модифікація не призведе до підвищення маси або погіршення міцності корпусу. Однак даний підхід буде дієвим тільки у випадку виготовлення нових зразків модернізованої техніки і абсолютно непридатний до застосування модернізації тієї, що існує.

Відповідно, для вирішення завдань з підвищення захищеності при модернізації чи експлуатації, залишається тільки додаткове бронювання. Його можна проводити як ззовні машини, так і всередині. Як додаткове бронювання можуть виступати: бронелісти з спецсталі; бронелісти з алюмінієвих, титанових і інших сплавів спеціального призначення; керамічні бронепластили; кевларові, вуглепластикові, склопластикові та інші композитні пластили або обшивка; додаткові композиційні модулі захисту; ґратові екрани; динамічний та активний захист; додатковий захист, виготовлений у польових умовах із підручних матеріалів (мішки з піском, ящики з камінням тощо); комбінація різних рішень.

Додаткове бронювання може бути незнімним, легко замінним й комбінованим.

Досить раціонально є розробка механізмів кріплення пластили, подібних до тих що використовуються в бронелістах, на корпуси ЛБМ. Незважаючи на різноманіття типів ЛБМ з їх відмінностями в геометрії, матеріалах корпусу, розміщенні внутрішніх і зовнішніх елементів, можна розробити єдину (уніфіковану) систему з високим ступенем стандартизації конструкційних елементів для проведення модернізації техніки, що стоїть на озброєнні ЗСУ.



Рис. 2 – Приклад установки додаткового бронювання на БМП "Пума"

Подібні роботи з модернізації можуть бути виконані не тільки силами бронетанкоремонтних заводів, але й особовим складом, проте більш раціонально робити їх саме на заводах (рис. 2). Таким варіантом "модернізації" користуються не тільки ЗСУ (через брак коштів), але й військовослужбовці НАТО (рис. 3).

Окрім безпосередньо ураження броні є проблема ураження особового складу та внутрішніх елементів вторинними осколками. Частковими засобами вирішення такої проблеми і збільшення загального рівня захищеності може виступати армована гума. Джерелом подібної гуми можуть виступати навіть списані колеса ЛБМ. Подібні варіанти модернізації менш ефективні порівняно з кевларом, однак суттєво дешевші та їх можна проводити силами особового складу.

Також силами особового складу можна проводити (й зазвичай проводяться) заходи із підвищення захищеності за допомогою підручних засобів. У цьому випадку конструкторська думка обмежена виключно наявними в розпорядженні матеріалами і засобами. Найбільш поширеними з підручних засобів є: мішки, дерев'яні ящики, металеві та пластикові ємкості з різноманітними наповнювачами. Найбільш розповсюдженими наповнювачами є земля, пісок і каміння. Іншими варіантами є: гусеничні

траки, колеса, колоди і товсті дошки, окремі листи металу і саморобні ґратчасті екрани, виготовлені з кутиків, штаб та арматури.



Рис. 3 – Додаткове бронювання з підручних засобів на М113 під час бойових дій в Іраці

Оцінити внесок подібних доробок у підвищення рівня захищеності буває вкрай проблематичним, оскільки велика частина робіт проводиться "на око" без наукової або хоча б інженерної проробки та без урахування накопиченого досвіду. По-друге, подібні "модернізації" дуже відрізняються одна від іншої, бо роботи, в більшості випадків, проводяться на основі наявних можливостей та матеріалів. Таким чином, ефективність подібних "поліпшень" вкрай сумнівна.

При цьому зазначимо, що такі рішення зазвичай призводять до істотного переобтяження машини, зміни її інерційних і мас-центрувальних характеристик. Підвищується навантаження на двигун, трансмісію, ходову. Це призводить до значних втрат в рухливості, маневреності, ресурсі.

Як наслідок отримуємо неочевидне і не завжди реальне покращення захищеності, при істотному погіршенні інших характеристик.

Теоретичні основи розв'язання поставленої задачі

Для формування строгої постановки задачі, що виникає, необхідно:

1. Сформулювати критеріальні та обмежувальні залежності
2. Визначитися із математичними моделями процесів та станів, що реалізуються при бойовому застосуванні ЛБМ
3. Визначити варійовані параметри та розробити механізм їхньої зміни.

Якраз останнє із перелічених завдань, як правило, визначає основні проблемні аспекти виникаючої комплексної проблеми. Справа в тому, що імплементація механізму варіювання проектно-технологічних параметрів стикається із складністю побудови за тим чи іншим їхнім набором відповідної геометричної чи скінчено-елементної моделі.

Крім того, зважаючи на великий обсяг обчислень, які необхідно проводити, така імплементація повинна здійснюватися в максимально автоматизованому режимі. Відтак, у ході багатоваріантних досліджень слід забезпечувати непротирічивість створених моделей, безконфліктність обміну даними та несуперечливість інформації. На додаток

часина визначальних параметрів не має простої числової ідентифікації, тобто вони є узагальненими параметрами. Відповідно, для оперування з ними потрібно розробляти додаткові алгоритми.

Враховуючи перелічені особливості, загальна структура досліджень, яка пропонується до використання, полягає у послідовності наступних етапів:

1. Розробка процедури ідентифікації досліджуваного об'єкта за множиною варійованих параметрів, у тому числі – проектно-технологічних рішень, режимів бойового застосування, характеристик засобів ураження, тощо.

2. Розробка критеріальних та обмежувальних вимог до компонент тактико-технічних характеристик, які обрані для забезпечення заданого їх рівня, у вигляді самостійної процедури. Основне завдання такої процедури – визначення цільової функції та умов задовільнення/незадовільнення обмеженням, які звужують область варіювання в узагальненому параметричному просторі. При цьому певні характеристики, що є основою для формування критеріальних та обмежувальних величин, є результатом розв'язання задач аналізу фізико-механічних процесів та станів, які виникають в елементах легкоброньованих машин при їх використанні у бойових умовах (див. пункт 3).

3. Аналіз фізико-механічних процесів та станів, які виникають в елементах ЛБМ при експлуатації та виконанні бойових задач, при певному наборі варійованих параметрів. Цей аналіз проводиться в автоматичному режимі, причому на вході – множина узагальнених параметрів P , а на виході – набір характеристик досліджуваних процесів та станів (наприклад, максимальні еквівалентні напруження або деформації, швидкості, прискорення, тиск тощо).

4. Проведення аналізу поточних ТТХ досліджуваної ЛБМ та здійснення цілеспрямованого кроку з варіювання тих чи інших параметрів елементів ЛБМ з метою поліпшення визначення компонент тактико-технічних характеристик. Цей етап повторюється до отримання кінцевого позитивного результату.

5. Здійснення поглибленого аналізу процесів та станів елементів ЛБМ із визначеними (обґрунтованими на етапах 1-4) проектно-технологічними рішеннями. Як правило, перелічені етапи стосуються найбільш важливих компонент ТТХ ЛБМ, наприклад, захищеності від дії ударної хвилі або кінетичних боєприпасів, що забезпечується у першу чергу властивостями бронекорпусу. Отже послідовність етапів 1-5 передбачає розв'язання або задач ударно-контактної взаємодії боєприпасу із бронепанелями корпусу ЛБМ, або ударно-хвильового навантаження (надлишковий тиск у фронті ударної хвилі), або напружено-деформований стан бронекорпусів ЛБМ при дії динамічних та імпульсних зусиль тощо. Таким чином, попри збереження описаної вище структури досліджень, окремі їхні етапи можуть змінюватися. Відповідно, згадують змін також і математична та числова моделі процесів і станів, які протікають або устанавлюються в елементах ЛБМ, ті чи інші характеристики захищеності (залежно від типу боєприпасу, походження та властивостей ударної хвилі (залежно від джерела виникнення та умов розповсюдження) тощо). Проте модульна структура роботи створюваного програмного комплексу, яка

природнім чином впливає їх поетапної структури досліджень, забезпечує оперативне перенаштування на певне коло тих чи інших задач.

Результати числового моделювання

Для розв'язання поставлених у роботі задач створено спеціалізований програмний комплекс, який був апробовано на низці тестових прикладів. Зокрема, на рис. 4-8 наведені ілюстровані матеріали аналізу захищеності бронекорпусів із використанням розробленого програмного комплексу.

Таким чином, розроблений СПМК на поточний час дозволяє проводити оцінку впливу варіювання проектно-технологічних параметрів на низку критеріїв пов'язаних з тактико-технічними характеристиками захищеності щодо наступних вражаючих чинників: потужні вибухи та ураження стрілецькою зброєю.

Як показує аналіз одержаних результатів, для тестових конструкцій бронекорпусів забезпечується можливість проведення повноцінного аналізу процесів, що відбуваються при різних проектних параметрах та характеристиках засобів ураження.

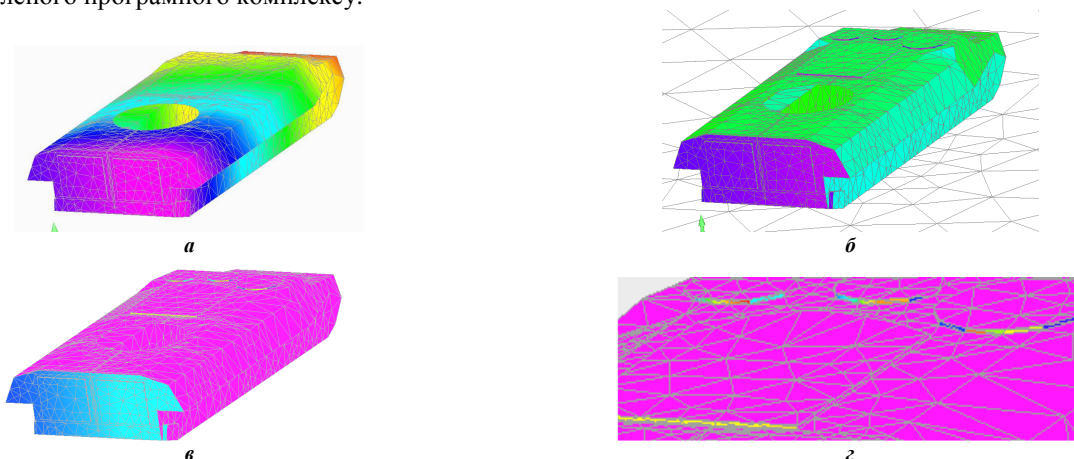


Рис. 4 – Результати розрахунку параметрів пробиття корпусу МТ-ЛБ з конкретної точки простору: а – дальність польоту кулі; б – кут зустрічі корпусу з кулею; в – можливість пробиття всього корпусу; г – можливість пробиття фрагменту корпусу



Рис. 5 – Діаграми небезпечності точок на карті для ЛБМ, в залежності від розподілу товщин бронелистів: а – монотонщина; б – реальний розподіл

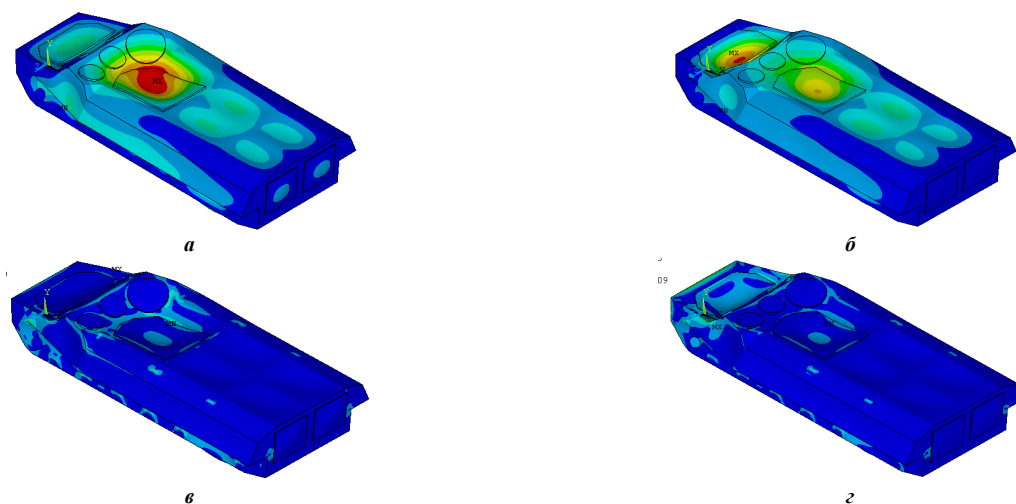


Рис. 6 – Картини розподілу НДС для корпусу МТ-ЛБ при різних потужностях ударної хвилі

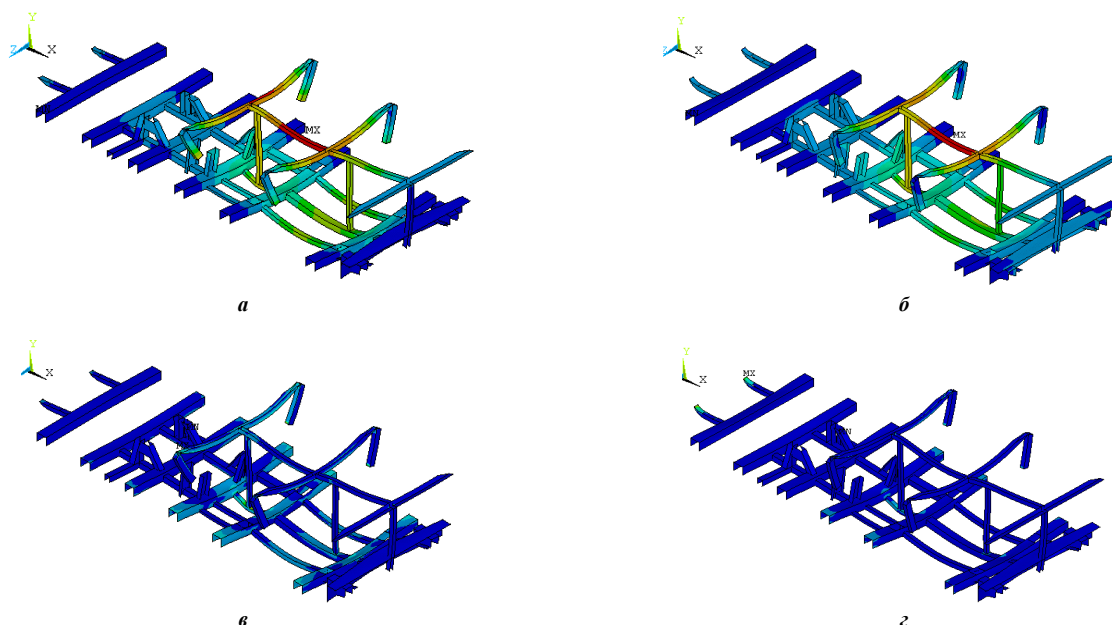


Рис. 7 – Картини розподілу НДС для силової структури МТ-ЛБ при різних потужностях ударної хвилі

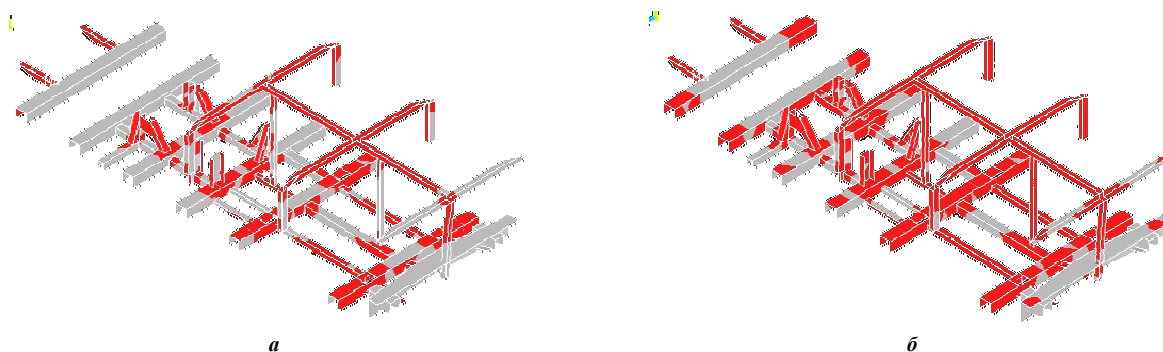


Рис. 8 – Картини зон пластичного деформування в силіній структурі МТ-ЛБ при різних потужностях ударної хвилі

Висновки

Основними висновками за роботою є те, що запропонована у ній структура досліджень забезпечує гнучкий, оперативний та точний аналіз процесів та станів, які виникають в елементах легкоброньованих машин, при варіюванні і проектно-технологічних параметрів, і характеристик засобів ураження, і умов бойового застосування ЛБМ. Тим самим забезпечується розв'язання задач синтезу, тобто визначення таких проектних рішень, які забезпечують задані ТТХ захищеності. Зокрема, ці розробки реалізовані для забезпечення захищеності ЛБМ за рахунок обґрунтування варіантів проектно-технологічних параметрів бронекорпусів ЛБМ під дією ударно-контактних, ударно-хвильових, динамічних та імпульсних зусиль у вигляді спеціалізованого програмного комплексу. Надалі планується розширення області застосування розробленої технології досліджень на нові об'єкти

Список літератури

1. Васильєв А.Ю. Методи забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А.Ю. Васильєв, М.М. Ткачук, А.Ю. Танченко,

О.В. Мартиненко // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, 22-23 вересня 2015). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2015. – С. 234–238.

2. Чепков І.Б. Основні напрями розвитку озброєння і військової техніки. Організаційні і економічні механізми державної підтримки оборонної промисловості / І.Б. Чепков // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень 2015 р.). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2015. – С. 8–13.

3. Ткачук Н.А. Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / М.А. Ткачук, О.І. Шейко, А.В. Набоков, А.В. Грабовський, О. В. Литвиненко // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень 2016 р.). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2016.

4. Веретельник О.В. Динамические процессы в элементах военных колесных и гусеничных машин при боевом применении / О.В. Веретельник, О.В. Мартиненко, Ю.В. Костенко, А.В. Набоков, І.В. Мазур // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень 2016 р.). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2016.

5. Васильєв А.Ю. Обґрунтування структури та параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями захищеності / А.Ю. Васильєв, А.Ю. Танченко, М.М. Ткачук, Н.Б. Скріпченко, Я.М. Лісовол // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень

2016 р.). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2016.

Bibliography (transliterated)

1. **Vasyl'yev A.Yu.** Metody zabezpechennya taktyko-tekhnichnykh kha-rakterystyk viys'kovykh husenychnykh i kolisnykh mashyn na etapi proekt-nykh doslidzhen' / **A.Yu. Vasyl'yev, M.M. Tkachuk, A.Yu. Tanchenko, O.V. Martynenko** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikatyvnyy zakhid (Kyiv, 22-23 veresnya 2015). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2015. – P. 234–238.

2. **Chepkov I.B.** Osnovni napryamy rozvytku ozbroynennya i viys'kovoyi tekhniki. Orhanizatsiyni i ekonomichni mekhanizmy derzhavnoyi pidtrymky oboronnoyi promyslovosti / **I.B. Chepkov** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikatyvnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2015 r.). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2015. – P. 8–13.

3. **Tkachuk M.A.** Teoretychni osnovy ta praktyka proektno-tehnolohichnoho zabezpechennya taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk boyoovykh bron'ovanykh mashyn / **M.A. Tkachuk, O.I. Sheyko, A.V.**

Nabokov, A.V. Hrabovs'kyi, O. V. Lytvynenko // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikatyvnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2016 r.). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2016.

4. **Veretel'nyk O.V.** Dynamycheskye protsessy v elementakh voennykh koleynykh y husenychnykh mashyn pry boevom pryimenenyy / **O.V. Veretel'nik, O.V. Martynenko, Ju.V. Kostenko, A.V. Nabokov, I.V. Mazur** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikatyvnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2016 r.). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2016.

5. **Vasyl'yev A.Yu.** Obhruntuvannya struktury ta parametriv bronekorpusiv lehkobron'ovanykh mashyn za kryteriyamy zakhyshechnosti / **A.Yu. Vasyl'yev, A.Yu. Tanchenko, M.M. Tkachuk, N.B. Skripchenko, Ya.M. Lisovol** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikatyvnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2016 r.). – К.: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2016.

Поступила (received) 10.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Обґрунтування структури та параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями захищеності шляхом комп'ютерного моделювання процесів і станів при дії засобів ураження / **А.Ю. Васильєв, А.Ю. Танченко, М.М. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, Я.М. Лісовол** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 39-44. – Бібліогр. 5 назв. – ISSN 2079-0775.

Обоснование структуры и параметров бронекорпусов легкобронированной машин по критерию защищенности путем компьютерного моделирования процессов и состояний при действия средств поражения/ **А.Ю. Васильев, А.Ю. Танченко, Н.Н. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, Я.Н. Лисовол** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – 39 (1211). – С. 39-44. – Библиогр. 5 назв. – ISSN 2079-0775.

The definition of structure and parameters of light-armored vehicle body FOR maximising its protection criteria by computer-aided modelling of processes and reactions during different ways of its defeat / **A. Vasiliev, A. Tanchenko, M. Tkachuk, N. Skripchenko, Ya. Lisovol** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 39–44. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Васильєв Антон Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Vasiliev Anton – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

Танченко Андрій Юрійович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Tanchenko Andrii – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: ATanchenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Tkachuk Mykola – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Скрипченко Наталія Борисівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Skripchenko Nataliia – Ph.D., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", junior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, Kharkiv; tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Лісовол Яна Миколаївна – викладач – стажист, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: yana.lisovol@yandex.ru.

Lisovol Yana – teacher – stazhist, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: yana.lisovol@yandex.ru

**О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, О.В. МАРТИНЕНКО, Ю.В. КОСТЕНКО, Ю.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК,
А.В. НАБОКОВ, І.В. МАЗУР**

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ЕЛЕМЕНТАХ ВІЙСЬКОВИХ КОЛІСНИХ ТА ГУСЕНИЧНИХ МАШИН ПРИ БОЙОВОМУ ЗАСТОСУВАННІ

У роботі пропонується розроблена методика дослідження напружено-деформованого стану гарматного ствола, що враховує криві, які описують зміну тисків порохових газів по гарматі і швидкості руху снаряда по каналу ствола, на прикладі танкової гармати типу КБА-3 при пострілі БОПС типу ЗВБМ17 "Манго". Дослідження були проведені при використанні різних типів аналізу, статичному аналізі та аналізі перехідних процесів, використовуючи метод скінчених елементів.

Ключові слова: метод скінчених елементів, напружено-деформований стан, статичний аналіз, аналіз перехідних процесів, гарматний ствол, тиск порохових газів, швидкість руху снаряда.

The paper proposes a methodology developed by the study of stress-strain state of the gun barrel, which takes into account the curves describing change pressure of the powder gases on the barrel and the speed of the projectile motion along the bore, the example of a tank gun type КБА-3 with the shot APFSDS (APSD-FS) type "Mango". For the studies used different types of analysis, static analysis and transient analysis, by means the finite element method. According to the results of the research obtained change and the distribution of the maximum equivalent stress and the total displacement in the barrel during a shot and determined dynamic factor.

Keywords: finite element method, the stress-strain state, static analysis, transient analysis, gun barrel, the pressure of powder gases, the velocity of the projectile.

В работе предлагается разработанная методика исследования напряженно-деформированного состояния орудийного ствола, учитывающая кривые, описывающие изменение давлений пороховых газов по стволу и скорости движения снаряда по каналу ствола, на примере танковой пушки типа КБА-3 при выстреле БОПС типа ЗВБМ17 "Манго". Исследования были проведены при использовании различных типов анализа, статическом анализе и анализе переходных процессов, используя метод конечных элементов.

Ключевые слова: метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, статический анализ, анализ переходных процессов, орудийный ствол, давление пороховых газов, скорость движения снаряда

Вступ

Зовнішні навантаження, які діють на елементи військових колісних і гусеничних машин при бойовому використанні, у т.ч. – у бронекорпусах, є динамічними і високочастотними. Відповідно, виникає питання про виникнення резонансних ефектів, і, отже, – завдання відлаштування від резонансів. Для вирішення цього завдання використовується певна кількість методів. З одного боку, можна провести відлаштування від резонансних частот за рахунок зміни фізико-механічних властивостей матеріалів, а, з іншого боку, – провести конструктивні зміни компоновки елементів і вузлів та корпусу в цілому.

При цьому діюче зовнішнє навантаження має різну природу свого впливу. Прикладом таких навантажень можуть бути нерівності дорожнього покриття, які призводять до розгойдування корпусів військових колісних і гусеничних машин. Також резонансні ефекти можуть виникати при здійсненні пострілів із артилерійських систем [1]. При цьому розміщення внутрішнього обладнання і агрегатів, боєкомплекту, особового складу тощо також впливає на резонансні ефекти, що виникають у бойових колісних і гусеничних машинах. Деякі аспекти даної задачі висвітлені в роботах [2-5].

Досить складним є дослідження динамічних процесів пов'язаних із накладенням різних виникаючих його складових. Групою авторів у роботі [6] представлені результати роботи створеного спеціалізованого програмно-модельного комплексу, за допомогою якого було проведено оціночне дослідження впливу пружних деформацій елементів транспортних засобів на прикладі БТР-3Е на збурення напрямку осі каналу ствола артилерійської системи при здійсненні пострілів.

Однак при розгляді завдань у даному напрямку необхідно провести аналіз виникаючих динамічних ефектів в окремо розглянутих елементах бойових машин шляхом їх комп'ютерного моделювання. Такі дослідження допоможуть зрозуміти і оцінити ступінь впливу динамічних ефектів, створених в окремому елементі, і ступінь їхнього впливу на виникаючі динамічні ефекти в цілій системі бойової машини.

Прикладом такого елемента може бути ствол артилерійської системи, в якому можуть виникати динамічні ефекти при здійсненні пострілів. У роботі представлені результати дослідження динамічних ефектів, що виникають при стрільбі бронебійним опереним підкаліберним снарядом (БОПС) типу ЗВБМ17 "Манго" з танкового ствола типу КБА-3.

Постановка задачі

Внутрішня балістика займається вивченням руху снаряда вздовж каналу під дією порохових газів, результати якої використовуються як вихідні дані при проектуванні зарядів, снарядів, стволів та інших пристроїв. Внутрішня балістика має справу з високими температурами і тисками газу та малим часом процесу. Дані особливості досліджуваного процесу тягнуть за собою надзвичайну його складність і особливі труднощі при проведенні і вивченні експерименту.

© Веретельник О.В., Мартиненко О.В.,
Костенко Ю.В., Веретельник Ю.В.,
Набоков А.В., Мазур І.В., 2016

Таким чином, теоретичні методи наближені і базуються на недостатньо вивчених припущеннях та умовах [7].

Постріл є швидким процесом перетворення хімічної енергії пороху в теплову, а потім у кінетичну енергію системи "заряд – снаряд – ствол". Залежно від довжини ствола і типу заряду час пострілу лежить у діапазоні 2–7 мс.

Потрібно за цими вихідними даними розробити метод розрахунку напружено-деформованого стану ствола танкової гармати. При цьому однією з проблемних сторін є реалізація способу завдання рухомого навантаження на досліджуваній об'єкт.

Метод розв'язання

Як було відзначено, робота присвячена дослідженню напружено-деформованого стану танкового ствола типу КБА-3 при стрільбі бронебійним опереним підкаліберним снарядом типу ЗВБМ17 "Манго". Маючи у своєму розпорядженні дані про те, що початкова (дульна) швидкість відповідає 1700 м/с, а тиск газів в зарядній коморі – до 555 МПа при стрільбі БОПС типу ЗВБМ17 "Манго" [8], можна побудувати характерні криві, що описують зміну тиску порохових газів уздовж ствола і зміну швидкості руху снаряда уздовж каналу ствола під час пострілу. На рис. 1 представлені дані характерні криві (зміна тисків P порохових газів і швидкості v_d руху снаряда, відповідно) при моделюванні процесу пострілу (ці криві є характерними для більшості гарматних стволів).

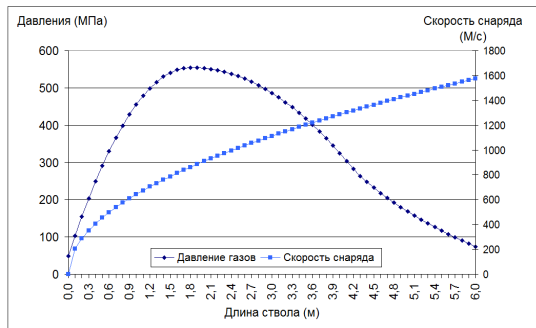


Рис. 1 – Зміна тиску порохових газів і зміна швидкості руху снаряда

Значення потрібних величин (тиск, час прикладання навантаження і ділянка, на якій прикладається цей тиск) отримані інтегруванням співвідношень:

$$v = \frac{ds}{dt} \Rightarrow \frac{dt}{ds} = \frac{1}{v}, \quad (1)$$

при $t = 0: s = 0, v = 0$;

$$t = \int_0^s \frac{ds}{v(s)}, \quad (2)$$

$$\tau = \int_0^L \frac{ds}{v(s)}, \quad (3)$$

де τ – час проходження снаряда всієї довжини каналу ствола (для ствола типу КБА-3 $L = 6$ м, відповідно $\tau = 7,62$ мс).

На рис. 2 представлені часові залежності зміни

розподілу тиску порохових газів, швидкості руху і переміщення снаряда в каналі ствола гармати.

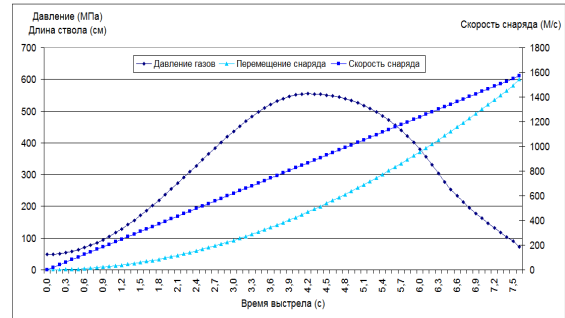


Рис. 2 – Часові зміни розподілу тиску порохових газів, швидкості руху і переміщення снаряда

Для дослідження процесу пострілу і аналізу отриманих напружень і переміщень ствола була побудована тривимірна геометрична модель в пакеті SolidWorks [9]. Далі геометрична модель була експортована в пакет Ansys Workbench [10]. У ньому була побудована вже скінченно-елементна модель (СЕМ), з призначенням відповідних фізико-механічних властивостей матеріалів, з визначенням навантаження і закріплення. Як навантаження прикладався тиск на вузли, які лежать на внутрішній поверхні каналу ствола. Величина тиску визначалась за кривою зміни тиску порохових газів (див. рис.1) для ділянки довжини внутрішнього каналу, що відповідає ділянці шляху, пройденому снарядом під час пострілу. Швидкість прикладання навантаження визначалась згідно швидкісного режиму проходження снаряда вздовж каналу ствола (див. рис. 1, 2).

Для аналізу використовувалися аналіз перехідних процесів (transient analysis) та статичний аналіз (static analysis). Розрахунок моделі з використанням різних типів аналізу дозволить визначити динамічний коефіцієнт навантаження, тим самим дасть змогу у подальших дослідженнях використовувати статичний аналіз з урахуванням динамічного коефіцієнта навантаження, і не використовувати аналіз перехідних процесів, що істотно скоротить розрахунковий час моделювання.

Чисельна реалізація

Геометрична модель була обрана в деякому наближенні (без дотримання точних розмірів та форм) до ствола танкової гармати типу КБА-3, з внутрішнім діаметром 125 мм, довжиною 6 м. Геометрична форма була побудована із спрощеннями. Дані спрощення стосувалися казенної частини – в моделі казенна частина виконана як єдине ціле тіло, і внутрішнього каналу ствола, який був виконаний у вигляді порожнини циліндричної форми. Також була використана симетрія у двох площинах, тобто була виділена 1/4 поздовжня частина ствола. Скінченно-елементна модель представлена на рис. 3. Скінченно-елементна модель налічувала 110 тис.

20-тивузлових кубічних елементів. Геометрична модель із доданим закріпленням зображена на рис. 4, а на рис. 5 – з накладеною симетрією.

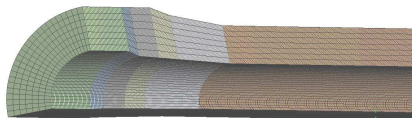


Рис. 3 – Скінченно-елементна модель ствола

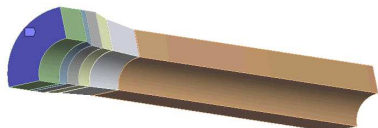


Рис. 4 – Геометрична модель із прикладеним закріпленням

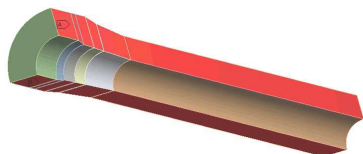


Рис. 5 – Геометрична модель із накладеною симетрією

Результати розрахунків

За результатами досліджень були отримані компоненти напружено-деформованого стану гарматного ствола. Були визначені максимальні числові показники для еквівалентних напружень і відповідні їм еквівалентні напруження та повні переміщення уздовж ствола (на рис. 6 представлений шлях, уздовж якого були отримані еквівалентні напруження і повні переміщення). На рис. 7, 8 зображені криві зміни еквівалентних напружень і повних переміщень уздовж шляху (див. рис. 6) проходження снаряда по стволі.



Рис. 6 – Шлях уздовж ствола

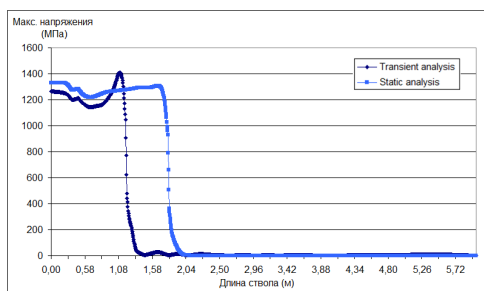


Рис. 7 – Еквівалентні напруження вздовж шляху

На рис. 9, 10 представлені криві, які описують зміну максимальних еквівалентних напружень і максимальних повних переміщень в стволі при моделюванні процесу пострілу, отримані в ході проведених розрахунків за допомогою різних аналізів – статичного аналізу та аналізу перехідних процесів, відповідно.

На рис. 11-14 представлені характерні поля розподілу еквівалентних напружень і повних переміщень для різних типів аналізу (статичного аналізу та аналізу перехідних процесів), відповідно.

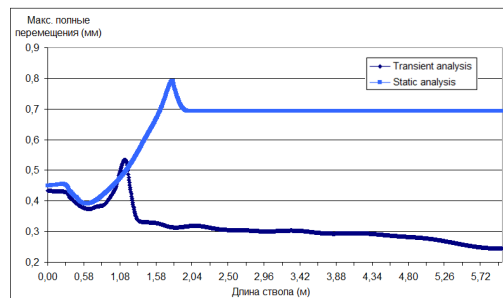


Рис. 8 – Повні переміщення вздовж шляху

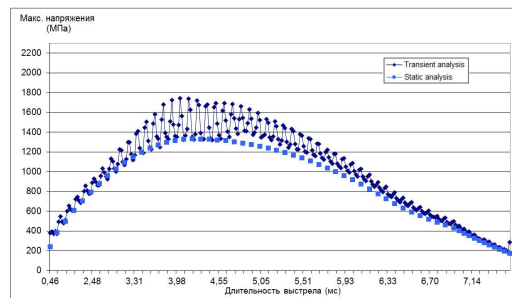


Рис. 9 – Максимальні еквівалентні напруження в стволі

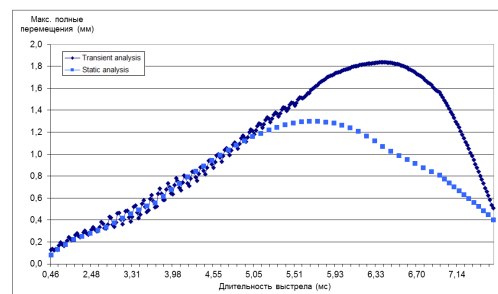


Рис. 10 – Максимальні повні переміщення в стволі

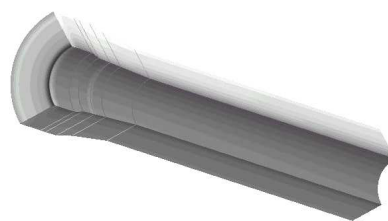


Рис. 11 – Еквівалентні напруження по von Mises (static analysis)

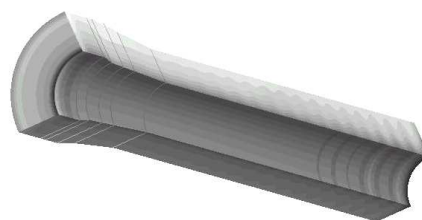


Рис. 12 – Еквівалентні напруження по von Mises (transient analysis)

Використовуючи результати, які були отрима-

ні при використанні різних типів аналізу, було визначено коефіцієнт динамічності навантаження. З розгляду числових показників максимальних еквівалентних напружень, отриманих для двох аналізів (максимальні величини еквівалентних напружень, рівні $1,33 \cdot 10^3$ МПа і $1,74 \cdot 10^3$ МПа для статичного аналізу та аналізу перехідних процесів, відповідно) і з використанням формули (4), видно, що коефіцієнт динамічності дорівнює 1,3. Дана величина коефіцієнта динамічності зумовлена тим, що із розгляду власних частот і форм коливань можна зробити висновок про наступне: частота коливань, відповідна "оболонковим" коливанням, починається з 1061 Гц, це відповідає тому, що один період коливання проходить за 0,94 мс. Як було описано вище, весь процес пострілу відбувається головним чином за 2–6 мс. При дослідженні процесу прикладання навантаження по кроках, час відповідно менше. При цьому найменший часовий крок навантаження дорівнює 0,98 мс. Таким чином, різниця не перевищує 1% між інтервалом прикладеного навантаження і тривалістю одного періоду коливання досліджуваної системи.

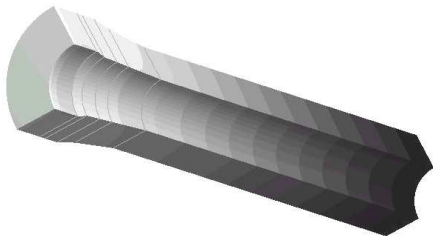


Рис. 13 – Повні переміщення в стволі (static analysis)

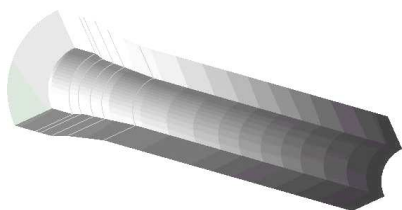


Рис. 14 – Повні переміщення в стволі (transient analysis)

При розгляді отриманих максимальних повних переміщень для різних типів аналізу спостерігається наступне: криві зміни максимальних повних переміщень в часі мають характерний вигляд зі зміщенням максимуму на середину третьої чверті процесу для статичного аналізу. При цьому в другій половині часового інтервалу самого процесу пострілу величини максимальних повних переміщень, отримані при аналізі перехідних процесів, істотно перевищують величини, отримані при статичному аналізі, і максимум зміщується до початку четвертої чверті процесу.

Що стосується максимальних значень еквівалентних напружень, то дані величини спостерігаються в середині першої половини процесу пострілу.

Висновки

У результаті проведення даного дослідження була розроблена методика аналізу напружено-деформованого стану гарматного ствола на прикладі танкової гармати типу КБА-3 при пострілі БОПС типу ЗВБМ17 "Манго". Ця методика дослідження, використовуючи криві, які описують

зміну тисків порохових газів уздовж ствола і швидкості руху снаряда уздовж каналу ствола, дозволяє визначити характеристики навантаження (величину внутрішнього тиску і швидкість руху ділянки цього тиску на певній ділянці каналу ствола для відповідного кроку навантаження). З огляду на те, що гарматні сталі володіють високою межею плинності, то, природно, при аналізі напружено-деформованого стану та оцінці міцності ствола потрібно враховувати пружно-пластичне деформування матеріалу, а також можливість проведення операцій типу автофретування, зміцнення, напilenня тощо.

Надалі планується застосувати запропоновані моделі до більш докладного дослідження напружено-деформованого стану танкових гармат при здійсненні пострілу.

Список літератури

1. Ткачук М.А. Залежність динамічних характеристик бронекорпусів від варійованих параметрів / Ткачук М.А., Грабовський А.В., Набоков А.В., Мазур І.В., Рикунів О.М. // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ. Збірник тез доповідей Міжн. наук.-техн. конф. (Львів, травень 2015 р.). – Львів: АСВ, 2015. – С. 57–58.
2. Толстолицкий В.А. Математическое моделирование и анализ процессов в шасси колесных и гусеничных машин / В.А. Толстолицкий; под ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2013. – 171 с.
3. Александров Е.Е. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники: Учеб. пособие в 2-х т. – Т.1. / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко, В.В. Елифанов, Н.В. Кохановский. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2012. – 356 с.
4. Гриценко Г.Д. Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем / Гриценко Г.Д., Малакей А.М., Миргородский Ю. Я., Ткачук Н.А., Ткачук А.В. // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. – № 1. – С.6-13.
5. Ткачук Н.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А. // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 1. – С. 184-194.
6. Ткачук Н.А. Влияние массово-инерционных характеристик боевого модуля, бронекорпуса и подвески на динамические процессы при осуществлении стрельбы / Ткачук Н.А., Рикунів О.Н., Танченко А.Ю. [и др.] // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ "ХПИ", 2014. – № 1. – С. 83-91.
7. Горохов М.С. Внутренняя баллистика ствольных систем / Горохов М.С. – М.: ЦНИИ информации, 1985. – 160 с.
8. <http://morozovkmdb.com/>.
9. Solidworks – <http://www.solidworks.com/>.
10. ANSYS Workbench – <http://www.ansys.com/>.

Bibliography (transliterated)

1. Tkachuk M.A. Zalezhnist' dynamichnykh kharakterystyk bronekorpusiv vid varyiovanykh parametrov / Tkachuk M.A., Hrabovskyy A.V., Nabokov A.V., Mazur I.V., Rykunov O.M. // Perspektivy rozvytku ozbroynenya ta viys'kovoyi tekhniki Sukhoputnykh viys'k. Zbirnyk tez dopovidey Mizhn. nauk.-tekh. konf. (L'viv, traven' 2015 r.). – L'viv: ASV, 2015. – P. 57–58.

2. **Tolstolitskiy V.A.** Matematicheskoe modelirovaniye y analiz protsessov v shassy kolesnykh y husenychnykh mashyn / **V.A. Tolstolitskiy**; pod red. **D.O. Volontsevycha**. – Kharkov: NTU "KhPI", 2013. – 171 p.

5. **Tkachuk N.A.** Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generacii i parametrizovannogo opisaniya / **N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, A.D. Chepurnoj, E.A. Orlov, N.N. Tkachuk** // *Mekhanika ta mashinobuduvannya* – Harkiv: N3. Aleksandrov E.E. Matematicheskoe modelirovaniye processov vozmushhennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tehniki: Ucheb. posobie v 2-h t. – T.1. / E.E. Aleksandrov, D.O. Voloncevich, V.V. Dushhenko, V.V. Epifanov, N.V. Kohanovskij. – Kharkov: NTU "KhPI", 2012. – 356 p.

4. **Gricenko G.D.** Integrirovaniye metody issledovaniya prochnostnykh, zhestkostnykh i dinamicheskikh karakteristik jelementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem / **Gricenko G.D., Malakej A.M., Mirgorodskij Ju. Ja., Tkachuk N.A., Tkachuk A.V.** // *Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Mekhanika i mashinostroeniye*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2002. – No 1. – P. 6-13.

5. **Tkachuk N.A.** Struktura specializirovannykh integrirovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza jelementov transportnykh

sredstv special'nogo naznacheniya / **Tkachuk N.A., Brul' S.T., Malakej A.N., Gricenko G.D., Orlov E.A.** // *Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Mekhanika i mashinostroeniye*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2005. – No 1. – P. 184-194.

6. **Tkachuk N.A.** Vliyanie massovo-inercionnykh karakteristik boevogo modulja, bronekorpusa i podveski na dinamicheskie processy pri osushhestvlenii strel'by / **Tkachuk N.A., Rikunov O.N., Tanchenko A.Ju. [i dr.]** // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – № 1. – P. 83-91.

7. **Gorohov M.S.** Vnutrennjaja ballistika stvol'nykh sistem / **Gorohov M.S.** – Moscow: CNII informacii, 1985. – 160 p.

8. <http://morozovkmdb.com/>.

9. Solidworks – <http://www.solidworks.com/>.

10. ANSYS Workbench – <http://www.ansys.com/>.

Поступила (received) 10.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Динамічні процеси в елементах військових колісних та гусеничних машин при бойовому застосуванні / **О.В. Веретельник, О.В. Мартиненко, Ю.В. Костенко, Ю.В. Веретельник, А.В. Набоков, І.В. Мазур** // *Вісник НТУ "ХПІ". Серія: машинознавство та САПР*. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 45-49. – Бібліогр. 10 назв. ISSN 2079-0775.

Динамические процессы в элементах военных колесных и гусеничных машин при боевом применении / **О.В. Веретельник, А.В. Мартиненко, Ю.В. Костенко, Веретельник Ю.В., А.В. Набоков, И.В. Мазур** // *Вестник НТУ "ХПІ". Серія: машиноведение и САПР*. – Харьков: НТУ "ХПІ", 2016. – № 31(1140). – С. 45-49. – Библиогр. 10 назв. –ISSN 2079-0775.

Dynamic processes in the elements of the military wheeled and tracked vehicles during combat employment / **O. Veretel'nik, O. Martinenko, Ju. Kostenko, Yu. Veretelnyk, A. Nabokov, I. Mazur** // *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD*. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 45–49.–ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Веретельник Олег Вікторович – НТУ "ХПІ", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01;

Veretelnyk Oleg – NTU "KhPI", junior researcher the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01;

Мартиненко Олександр Вікторович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: MartynenkoAV@tmm-sapr.org.

Martynenko Oleksandr – Ph.D., NTU "KhPI", senior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; Kharkiv, e-mail: MartynenkoAV@tmm-sapr.org.

Костенко Юрій Вікторович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com

Kostenko Yuriy – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", junior researcher the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01; e-mail: kostenko.yuriy@gmail.com

Веретельник Юрій Вікторович – *Індустріальна група "УПЕК", Харків*

Veretelnyk Yuriy – *Industrial group "UPEC", Kharkiv*

Набоков Анатолій Володимирович – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків; тел.: (057) 707-69-01;

Nabokov Anatoly – NTU "KhPI", graduate student of "Theory and computer aided design mechanisms and machines", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01

Мазур Ігор Віталійович – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; ДП "Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова", інженер – конструктор, Харків

Mazur Igor – NTU "KhPI", graduate student of "Theory and computer aided design mechanisms and machines"; State Enterprise "Kharkiv Machine Building Design Bureau named after AA Morozov", engineer - designer, Kharkiv

УДК 629.463.32

В.В. ГАЛОВ, С.Б. КОМИССАРОВ, Р.В. ГРАБОРОВ, Р.И. ШЕЙЧЕНКО, М.А. ЧУБАНЬ

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ РАСПЛАВЛЕННОЙ СЕРЫ МОДЕЛИ 15-9544

В статье описаны конструкторские решения, реализованные в перспективном вагоне-цистерне модели 15-9544, а также функциональные испытания опытного образца данного вагона. По результатам испытаний сделано заключение, что устройства загрузки-разгрузки, системы теплоизоляции и электроразогрева соответствуют требованиям технического задания, а примененные в ходе проектирования вагона разработки дали положительный эффект.

Ключевые слова: вагон-цистерна, расплавленная сера, серная кислота, функциональные испытания, системы теплоизоляции и электроразогрева

У статті описані конструкторські рішення, реалізовані в перспективному вагоні-цистерні моделі 15-9544, а також функціональні випробування дослідного зразка даного вагона. За результатами випробувань зроблено висновок, що пристрої завантаження-розвантаження, системи теплоізоляції та електророзігріву відповідають вимогам технічного завдання, а застосовані в ході проектування вагона розробки дали позитивний ефект.

Ключові слова: вагон-цистерна, розплавлена сірка, сірчана кислота, функціональні випробування, системи теплоізоляції та електророзігріву

The article contains analysis of the experience and the results of the test center of rail car-building products. It describes design solutions, implemented to construction of the prospective tank car model 15-9544, and functional testing of its prototype. In particular, the main structural difference of experimental rail car sample related to functional testing, compared to similar type of car is an annular gap between the wall of the boiler casing and the shell in the upper part of the rail car. An insulation made of thin basalt fiber is used as well. Insulation casing with bottom parts made of composite materials and heating system is equipped with heat screens. In the upper part of the rail car insulation layer of the car is increased by 15%. Loading and unloading devices of the test rail car also have features. As concerns the results of the functional test, impairments of structural elements of the rail-car and loading and unloading terminals haven't been identified. Loading and unloading devices, systems and insulation electrowarming are functional and confirm performance declared in the technical documentation. Thus, according to the results of functional tests, the loading and unloading devices, insulation and electrowarming systems meet the technical specifications. Furthermore the modifications the rail car had distinctive positive effect.

Keywords: tank car, molten sulfur, sulfuric acid, functional tests, insulation and electrowarming systems

Введение

В связи с развитием агропромышленного комплекса [1] стран СНГ, в т. ч. России, в настоящее время продолжает увеличиваться темп потребления серы предприятиями химической промышленности. Например, за последние 5-7 лет отмечен устойчивый

рост потребления серы предприятиями химической промышленности, являющимися производителями минеральных удобрений (рис. 1). Увеличение потребления серы приводит к возрастанию объемов её производства и, соответственно, перевозок, в т. ч. железнодорожным транспортом.

Структура потребления серы по отраслям



Ключевые потребители серы в России

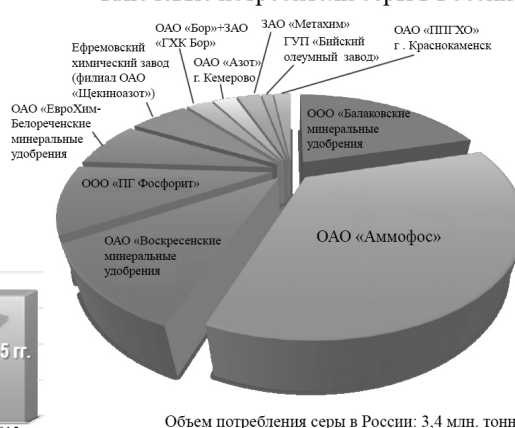


Рис. 1 – Роль серы в различных отраслях промышленности России [2]

Для перевозки расплавленной серы железнодорожным транспортом используются четырехосные вагоны-цистерны моделей 15-1480, 15-1482 (-02, -05, -06) производства ОАО "МЗТМ" (г. Мариуполь, Ук-

раина) [3]. К настоящему времени эксплуатационный парк таких вагонов-цистерн сильно изношен и требует обновления. Из парка эксплуатируемых вагонов-

© Галов В.В., С.Б. Комиссаров, Граборов Р.В., Шейченко Р.И., Чубань М.А., 2016

цистерн ежегодно списывается более 100 единиц. Пик списания ожидается в 2019 г., после чего перевозка жидкой серы по железной дороге будет сведена к минимуму без принятия срочных мер по восполнению численности парка вагонов-цистерн.

Для решения проблемы восполнения парка вагонов-цистерн управляющей компанией "РэйлТранс-Холдинг" (далее – УК "РТХ", Москва) был разработан перспективный вагон-цистерна для перевозки расплавленной серы модели 15-9544 с осевой нагрузкой 25 тс и назначенным сроком службы 32 года, отвечающий критериям, предъявляемым к инновационным вагонам нового поколения.

Постановка задачи

Опытные образцы вагона были изготовлены на ОАО "Новозыбковский машиностроительный завод" (далее – ОАО "НМЗ", Новозыбков, Брянская обл.), успешно прошли комплекс предварительных и приемочных испытаний, проведенных испытательным центром продукции вагоностроения ООО "ИЦПС". Общий вид опытного образца вагона приведен на рис. 2.



Рис. 2 – Общий вид опытного образца вагона-цистерны модели 15-9544

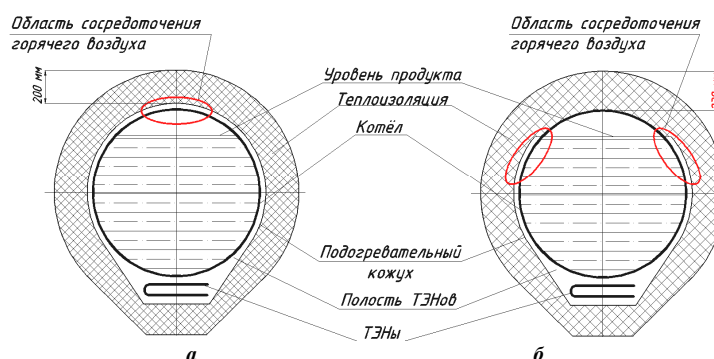


Рис. 3 – Схема распределения разогретого воздуха в подогревательном кожухе вагона: а – традиционная конструкция; б – конструкция испытываемого вагона модели 15-9544

В традиционных конструкциях вагонов для перевозки расплавленной серы подогретый ТЭНами воздух, поднимаясь, сосредотачивается в верхней части кольцевого зазора подогревательного кожуха и, эффективно подогревая теплоизоляцию, выходит в атмосферу через неплотности теплоизоляционного кожуха.

В кожухе испытываемого вагона-цистерны разрыв кольцевого зазора приводит к перераспределению

Для проверки заявленных в техническом задании эксплуатационных характеристик вагона, связанных с загрузкой, транспортировкой, разогревом и разгрузкой серы, а также для подтверждения конструкторских решений, реализованных в новой модели вагона, в объем предварительных испытаний дополнительно были включены функциональные испытания. Этот вид испытаний имел важное значение при постановке на производство подобной конструкции вагона, так как в этом случае проверка работоспособности всех систем вагона производилась с применением натурального груза – расплавленной серы.

Расплавленная сера обладает рядом особенностей, которые необходимо учитывать при проектировании нового подвижного состава и проведении испытаний [4-6]. Температура плавления (кристаллизации) составляет 114,5 °С, оптимальная температура для проведения загрузки-разгрузки 125-150 °С, Перегрев серы нежелателен, т.к. превышение температуры более 180°С приводит к увеличению вязкости, снижению текучести и ухудшению показателей качества серы в целом.

Для проведения функциональных испытаний был представлен опытный образец вагона. Основной целью испытаний являлась экспериментальная проверка работоспособности устройств загрузки-разгрузки, систем теплоизоляции и электроразогрева, а также проверка теплотехнических параметров вагона требованиям нормативно-технической документации [7] и сопоставление с результатами проведенных расчетов.

Основным конструктивным отличием опытного образца вагона, имеющим отношение к функциональным испытаниям, в сравнении с эксплуатируемыми вагонами подобного типа является разрыв кольцевого зазора между стенкой котла и оболочкой кожуха в верхней части вагона (рис. 3).

горячего воздуха ниже уровня продукта, интенсифицируя, таким образом, теплообмен и вынуждая разогретый воздух совершать полезную работу. В верхней части вагона слой теплоизоляции увеличен на 15%, что положительно сказывается на теплотехнических характеристиках вагона.

Кроме того, на опытном образце вагона в части систем теплоизоляции и электроразогрева применены:

- теплоизоляция из тонкого базальтового волокна в стеклофольмоткани;

- кожух теплоизоляции с днищами из композиционных материалов для снижения теплоотдачи от набегающих потоков воздуха и обечайкой из листов коррозионностойкой стали с полированной "зеркальной" внешней и внутренней поверхностями в целях отражения длинноволновой части спектра при теплообмене излучением;

- система разогрева, оборудованная тепловыми экранами для устранения местного перегрева нижней части котла, обеспечения равномерного разогрева и исключения деформации обечайки котла и сублимации серы.

К особенностям устройств загрузки-разгрузки испытываемого вагона в отличие от эксплуатируемых вагонов следует отнести крышку арматурного отсека кожуха теплоизоляции кулисной конструкции, не выходящую за габарит вагона при открытии, люк-лаз с диаметром 500 мм, удовлетворяющий требованиям нормативных документов [8], и обеспечивающий беспрепятственный доступ внутрь котла вагона.

Функциональные испытания

Порядок проведения функциональных испытаний вагона состоял из трех этапов:

- этап I: определение коэффициента теплопередачи изоляции котла вагона;

- этап II: загрузка вагона расплавленной серой, остывание серы в вагоне до затвердевания с оценкой времени остывания;

- этап III: разогрев серы в вагоне с определением скорости разогрева, разгрузка вагона.

Испытания были проведены по программам и методикам испытательного центра ООО "ИЦПС" в условиях завода-изготовителя ОАО "НМЗ" (этап I) и одного из крупнейших производителей серы в России – Астраханского филиала ООО "Газпромтранс", пос. Аксарайский (этапы II, III).

На I этапе при определении коэффициента теплопередачи изоляции котла вагона испытываемый порожний вагон был размещен в крытом цехе вдали от источников излучений (солнечный свет, осветительные приборы). Внутренняя и наружная поверхности котла вагона были оборудованы датчиками температуры (рис. 4, в скобках приведены номера симметричных точек: "Н" – точки наружной поверхности вагона; "В" – точки внутренней поверхности вагона вблизи днищ котла; "Ц" – точки внутренней поверхности вагона в центральном сечении котла), внутри котла вагона был установлен источник теплоты (ТЭН), далее производился нагрев внутреннего пространства котла до наступления установившегося теплового режима. При наступлении установившегося теплового режима определены средняя температура воздуха внутри котла вагона

$$T_B = \frac{1}{13} \left(\sum_{i=1}^8 T_{Bi} + \sum_{i=1}^5 T_{Ci} \right) = Const ,$$

снаружи котла вагона

$$T_H = \frac{1}{16} \sum_{i=1}^{16} T_{Hi} = Const ,$$

а также мощность источника тепловыделений Q .

Коэффициент теплопередачи был определен по формуле:

$$K = \frac{Q}{T_B - T_H} . \quad (1)$$

Здесь K – коэффициент теплопередачи, Вт/м²К; $Q = 2260$ Вт – мощность источника теплоты; $F = 94,1$ м² – площадь теплопередающей поверхности в соответствии с конструкторской документацией; $T_B = 63,13$ °С – температура внутри вагона, $T_H = 18,10$ °С – температура на поверхности вагона.

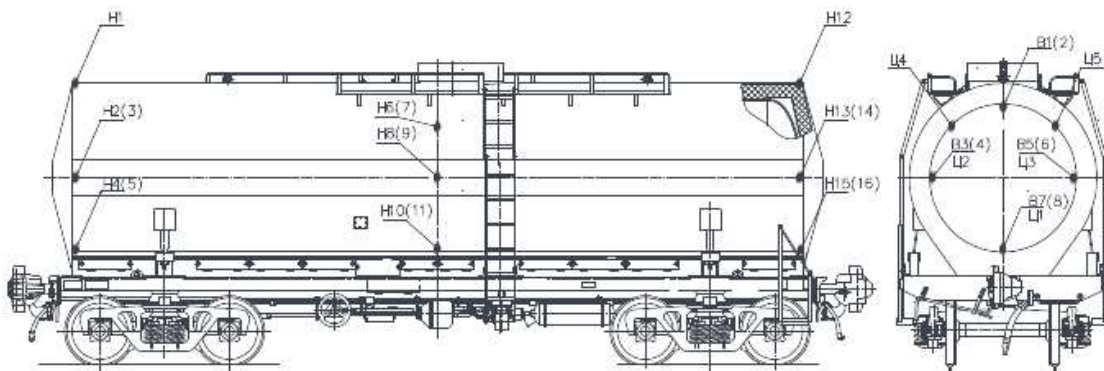


Рис. 4 – Схема расположения точек контроля температуры на испытываемом вагоне

Значение коэффициента теплопередачи изоляции котла вагона, полученное по результатам испытаний, $K = 0,53$ Вт/м²К находится в пределах 13% от расчетного значения $K = 0,47$ Вт/м²К, приведенного в тепло-

техническом расчете вагона и не превышает величину $K \leq 0,7$ Вт/м²К, установленную нормативными документами [3] для изотермических транспортных средств.

На II этапе испытаний произведена загрузка вагона расплавленной серой через люк-лаз (рис. 5), при этом температура расплавленной серы в процессе загрузки составила $t_k = 126^\circ\text{C}$, время загрузки 13 мин.

После завершения загрузки вагон был подан на пути отстоя для оценки времени остывания серы. Период отстоя вагона составил $z = 12$ суток при средней температуре окружающего воздуха 25°C , далее была выполнена постановка вагона на позицию разогрева и разгрузки (III этап испытаний), где были проведены измерения температуры на поверхности твердой фазы серы.

Результаты оценки процесса остывания серы в вагоне представлены в графическом виде (рис. 6). Различие между экспериментальным значением температуры, измеренным на поверхности твердой фазы серы $t_{k(\text{эксн})} = 89^\circ\text{C}$ до начала разогрева и расчетным значением $t_{k(\text{расч})} = 109^\circ\text{C}$ обусловлено наличием остатка жидкой фазы с температурой $t_k \geq t_{\text{пл}}$ ($t_{\text{пл}} = 114,5^\circ\text{C}$ – температура плавления (кристаллизации) серы под остывающим слоем твердой фазы серы (см. рис. 6).

Теоретический график остывания серы и расчетное значение температуры $t_{k(\text{расч})}$ получены аналитическим путем в соответствии с теплотехническим расчетом [9] вагона.

На III этапе испытаний произведены разогрев серы в вагоне и разгрузка вагона. Разогрев серы проводился в дневное время суток, контроль состояния твердой фазы серы выполнен до начала разогрева (оценка времени остывания серы) и в процессе разогрева, появление жидкой фазы зафиксировано после 9 часов непрерывного разогрева (рис. 7).



а



б

Рис. 5 – Загрузка вагона расплавленной серой:
а – постановка вагона в загрузочный терминал;
б – подключение наливной арматуры

Общее время работы системы разогрева составило 28 часов, с учетом простоя вагона в ночное время суток – 48 часов, скорость разогрева жидкой фазы при отсутствии остатков твердой фазы составила $4^\circ\text{C}/\text{час}$, температура расплавленной серы перед разгрузкой – 140°C .

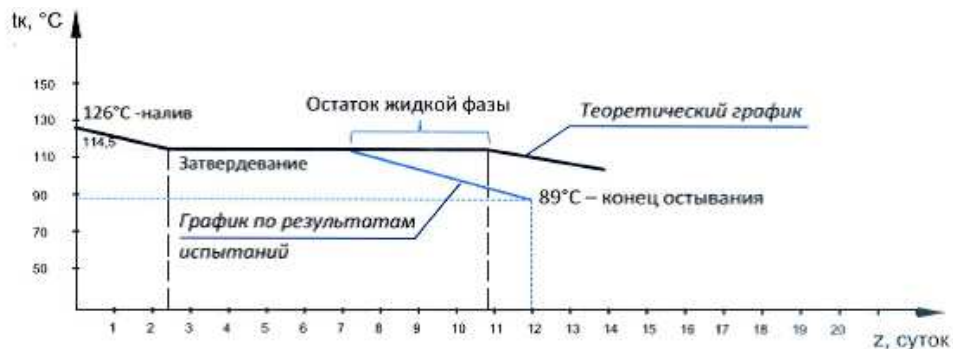
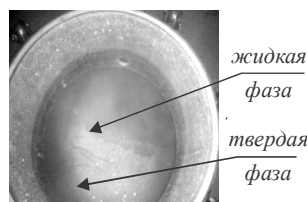


Рис. 6 – Зависимость температуры серы t_k от времени естественного охлаждения в вагоне z , сут, в летний период (температура $+25^\circ\text{C}$)



а



б

Рис. 7 – Разогрев серы в вагоне:
а – вагон в разгрузочном терминале
ст. Серная;
б – наличие жидкой фазы серы после 9 часов разогрева
(вид из люка-лаза, температура на поверхности жидкой и твердой фаз 120°C)

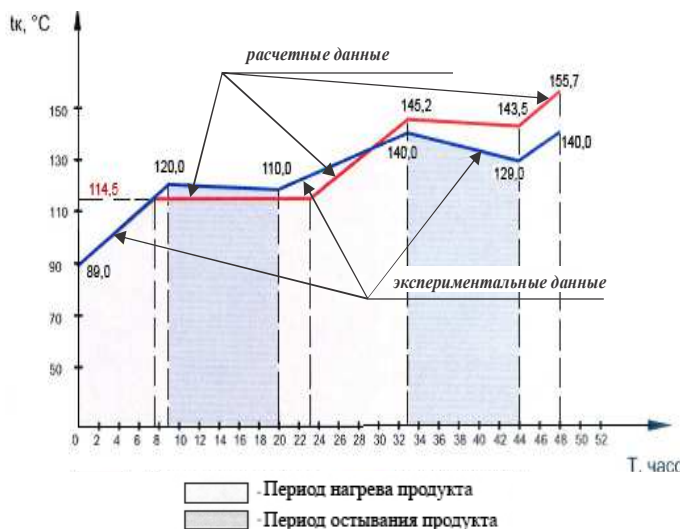


Рис. 8 – Зависимость температуры серы t_k от времени разогрева в вагоне T , час



а



б

Рис. 9 – Разгрузка серы из вагона:
а – подключение сливной арматуры;
б – оценка полноты разгрузки вагона

Результаты оценки процесса разогрева серы в вагоне представлены в графическом виде (рис. 8). Расхождение между экспериментальным и расчетным графиками температуры связано с перераспределением теплоты на фазовое превращение и частичным остыванием серы в период отключения системы разогрева в ночное время.

Разгрузка серы из вагона-цистерны осуществляется перекачиванием с избыточным давлением в котле 0,1 МПа. Время разгрузки с использованием сливной арматуры и труб ДУ50 разгрузочного терминала составило 1,5 часа. Полнота разгрузки проверена визуально с контролем ширины остатка (по хорде) затвердевшей серы в вагоне (рис. 9).

По результатам функциональных испытаний повреждений элементов конструкции вагона и терминалов загрузки-разгрузки не выявлено. Устройства загрузки-разгрузки, системы теплоизоляции и электрозащиты работоспособны и подтверждают заявленные в технической документации эксплуатационные характеристики.

Выводы

Проведенные функциональные испытания показали, что конструкторские решения, реализованные в перспективном вагоне-цистерне модели 15-9544, дали положительный эффект. Для проверки работоспособности всех систем вагона в различных климатических зонах в разные периоды года запланировано проведение подконтрольной эксплуатации образцов из уставочной партии вагонов-цистерн.

Список литературы

- 1 Сергей Ким. Мировой рынок серы ожидают перемены. http://tcj.ru/wp-content/uploads/2014/02/2011_09_34-39_sera.pdf
- 2 Материалы ежегодных конференций "Сера и серная кислота" www.gazpromexport.ru/files/Sulphur_GPE_Moscow_2011_09_34-39_sera.pdf

(CREON) 91.pdf

- 3 Специализированные цистерны для перевозки опасных грузов. Справочное пособие. – М.: МПС РФ, Изд-во стандартов, 1993 (№ 889). – 155 с.
- 4 Kogel J.E. Industrial Minerals & Rocks – Commodities, Markets and Uses, 7th edition / Kogel J.E., Trivedi N., Barker, J.M. & Krukowski S.T. / Society for Mining, Metallurgy and Exploration Inc., 2006. – 1568 p.
- 5 Douglas K. Louie Handbook of Sulphuric Acid Manufacturing. Front Cove / Douglas K. Louie / DKL Engineering, Inc., 2005 – Sulfuric acid – 1450 p.
- 6 Ensuring Railroad Tank Car Safety Transportation / Committee for the Study of the Railroad Tank Car Design Process, TRANSPORTATION RESEARCH BOARD, National Research Council – National Academy Press Washington, D.C. 1994. – 152 p.
- 7 Соглашение о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок (СПС): Организация объединенных наций, экономический и социальный совет, европейская экономическая комиссия, комитет по внутреннему транспорту, 61 сессия, 2005.
- 8 ГОСТ Р 51659-2000. Вагоны-цистерны магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия
- 9 9544.00.000 PP19 Вагон-цистерна для расплавленной серы. Модель 15-9544. Расчет теплотехнический: ООО "УК "РТХ", 2014.

Bibliography (transliterated)

- 1 Sergey Kim. Mirovoy ryinok seriy ozhidayut peremenyi. http://tcj.ru/wp-content/uploads/2014/02/2011_09_34-39_sera.pdf
- 2 Materialy ezhegodnykh konferentsiy "Sera i sernaya kislota" www.gazpromexport.ru/files/Sulphur_GPE_Moscow_2011_09_34-39_sera.pdf
- 3 Spetsializirovannyye tsisterny dlya perevozki opasnykh грузов. Spravochnoe posobie. – М.: МПС РФ, Изд-во стандартов, 1993 (№ 889). – 155 pp.
- 4 Kogel J.E. Industrial Minerals & Rocks – Commodities, Markets and Uses, 7th edition / Kogel J.E., Trivedi N., Barker, J.M. & Krukowski S.T. / Society for Mining, Metallurgy and Exploration Inc., 2006. – 1568 p.
- 5 Douglas K. Louie Handbook of Sulphuric Acid Manufacturing. Front Cove / Douglas K. Louie / DKL Engineering, Inc., 2005 – Sulfuric acid – 1450 p.
- 6 Ensuring Railroad Tank Car Safety Transportation / Committee for the Study of the Railroad Tank Car Design Process, TRANSPORTATION RESEARCH BOARD, National Research Council – National Academy Press Washington, D.C. 1994. – 152 p.
- 7 Soglashenie o mezhdunarodnykh perevozkah skoro-

portyashchisya pischevyyh produktov i o spetsialnyih transportnyih sredstvah, prednaznachennyih dlya etih perevozk (SPS): Organizatsiya ob'edinennyih natsiy, ekonomicheskii i sotsialnyiyy sovet, evropeyskaya ekonomicheskaya komissiya, komitet po vnutrennemu transportu, 61 sessiya, 2005.

8 GOST R 51659-2000 Vagoni-tsisterni magistralnyih

zheleznyih dorog kolei 1520 mm. Obschie tehicheskie usloviya

9 9544.00.000 RR19 Vagon-tsisterna dlya rasplavlennoy seryi. Model 15-9544. Raschet teplotehnicheskoy: OOO "UK "RTH", 2014.

Поступила (received) 17.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Функциональные испытания перспективного вагона-цистерны для перевозки расплавленной серы модели 15-9544 / **В.В. Галов, С.Б. Комиссаров, Р.В. Граборов, Р.И. Шейченко, М.А. Чубань** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – 39 (1211). – С. 50-55. Библиогр. 9 назв. –ISSN 2079-0775.

Functional testing of the prospective tank car for carriage of molten sulfur model 15-9544 / **V. Galov, R. Graborov, R. Sheychenko, M. Chuban** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 50-55. – ISSN 2079-0775.

Функціональні дослідження перспективного вагона-цистерни для перевезень розплавленої сірки / **В.В. Галов, С. Б. Комиссаров, Р.В. Граборов, Р.І. Шейченко, М.О. Чубань** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 50-55. –ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів (About authors)

Галов Владимир Викторович – руководитель отдела испытательного центра ООО "Инженерный Центр подвижного состава", Санкт-Петербург, РФ; e-mail: gvy@engcenter.ru.

Galov Vladimir – chief of testing centre department of the JSC "Engineering Center of rolling stock", Saint-Petersburg, Russian Federation, e-mail: gvy@engcenter.ru.

Комиссаров Сергей Борисович – аспирант кафедры "Теплотехника и теплосиловые установки", Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», Санкт-Петербург, РФ; тел.: (812) 457-85-37; e-mail: s.b.komissarov@gmail.com.

Komissarov Sergey – postgraduate student at the Department "The heating engineering and heating power", Emperor Alexander I St.Petersburg State Transport University, Saint-Petersburg, Russian Federation, e-mail: (812) 457-85-37; e-mail: s.b.komissarov@gmail.com.

Граборов Роман Викторович – начальник группы технических расчетов ООО "Научно-инженерный центр УК "Рэйл-ТрансХолдинг", Мариуполь, Украина.

Graborov Roman – chief of technical calculations group of the JSC "Science Engineering Center UK "RailTransHolding", Mariupol, Ukraine.

Шейченко Роман Игоревич – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО "Научно-инженерный центр УК "РэйлТрансХолдинг", Мариуполь, Украина.

Sheychenko Roman – chief designer of the tank-car project at the JSC "Science Engineering Center UK "RailTransHolding", Mariupol, Ukraine.

Чубань Марина Александрівна – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Харків, Україна; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Chuban Maryna – NTU "KhPI", postgraduate student at the Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", Kharkiv, Ukraine, e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

УДК 621.833.1: 621.753.1

*В.Л. ДОРОФЕЕВ, Д.В. ДОРОФЕЕВ***ОТОБРАЖЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ В ПРОГРАММАХ ASGEARS И AEROFLANK**

В работе рассмотрены вопросы отображения погрешностей и контактных напряжений в зубчатых передачах многолиственными функциями в программах ASGEARS и AEROFLANK. Показано, что существующие методы не отражают важную для анализа качества зубчатых передач информацию. Вводится понятие многозначных и многолистных функций, позволяющих каждой фазе зацепления и сечению поставить в соответствие, как значения погрешностей зацепления, так и расчетные значения динамических контактных напряжений.

Ключевые слова: зубчатые передачи, погрешность, контактные напряжения, функциональное представление, многозначные функции, многолистные функции.

The paper deals with errors and display the contact stresses in gears multivalent functions. It is shown that the existing methods do not reflect important to analyze the quality of information transmission gear. The concept of multi-valued and multivalent functions, allowing each to each phase of engagement and section put in line, the values of engagement errors, and the calculated values of the dynamic contact stresses.

Keywords: gears, an error, contact stresses, functional performance, multi-valued function, multivalent functions

В роботі розглянуті питання відображення похибок і контактних напружень в зубчастих передачах багатолістих функціями в програмах ASGEARS і AEROFLANK. Показано, що існуючі методи не відображають важливу для аналізу якості зубчастих передач інформацію. Вводиться поняття багатозначних і багатолістих функцій, що дозволяють кожній фазі зачеплення і перетину поставити у відповідність, як значення похибок зачеплення, так і розрахункові значення динамічних контактних напружень

Ключові слова: зубчасті передачі, похибка, контактні напруги, функціональне уявлення, багатозначні функції, багатолісті функції

Введение. Актуальность задачи

Целью расчета зубчатых передач является обеспечение заданной несущей способности в течение заданного времени. Основным критерием выполнения этого условия является превышение допускаемых напряжений над действующими. Действующие напряжения зависят от точности зубчатых колес и геометрических параметров зацепления. Поэтому расчеты выполняются по стандартам геометрического расчета и по стандартам расчета действующих и допускаемых напряжений. Большое влияние на прочность зубчатых колес и на плавность хода зубчатой передачи оказывают погрешности профиля, шага и радиального биения колес. В соответствии со стандартами [1-4] эти параметры регламентируются своими предельными значениями. Но кроме этого в перечисленных стандартах предлагается и графическое их изображение. Однако стандартные методы отображения погрешностей недостаточно информативны для повышения качества зубчатых передач. Например, невозможно проследить за процессом входа зубьев в зацепление.

Зубчатая передача – это система, в которой фазовые соотношения между погрешностями и изменением жесткости зубьев имеют огромное значение. Чтобы изменить динамическое состояние зубчатой передачи, необходимо строго задавать необходимые фазовые сдвиги между погрешностью и жесткостью зацепления. Если найдены лучшие характеристики погрешности, то такая погрешность становится обязательной и называется модификация профиля или модификация направления зубьев. Но для этого необходимо регистрировать процесс зацепления каждой пары зубьев, однако существующие методы графического отображения по-

грешностей это не позволяют выполнить.

Точность зубчатой передачи оценивается по многим показателям, но два из них: кинематическая погрешность и погрешность профиля зубьев наиболее полно (но для практического использования недостаточно) определяют качество зубчатой передачи.

Проблема в том, что практически все производители измерительной техники ограничиваются печатью протоколов измерения. Однако на этих протоколах нет ни номеров зубьев, находящихся в текущей фазе зацепления, ни координат точек контакта. Но и стандарты [5-7] не требуют этого. Как следствие, результаты измерений нельзя использовать для расчета контактных и изгибных напряжений в зубчатых передачах.

Для решения проблемы в работе [8] было предложено все динамически изменяемые параметры регистрировать не только функционально, но для каждой пары зубьев отдельно. Это означает, что регистрировать необходимо не только величину погрешности, но и координаты точки, в которой находится эта погрешность.

Математическая постановка задачи

Математическое определение функции такое: это отображение каждого элемента из множества независимых переменных X в множество значений F с помощью некоторого алгоритма или некоторой формулы, называемых функцией Y . Кратко это записывается в виде отображения:

$$Y: X \rightarrow F. \quad (1)$$

© Дорофеев В. Л., Дорофеев Д.В. 2016

Множество независимых переменных X в зубчатой передаче – это фаза зацепления, т.е. угол поворота **ведущего** колеса из некоторого начального положения. Множество значений F – это угол поворота **ведомого** колеса. Но в зубчатой передаче зависимость угла поворота ведомого колеса относительно ведущего зависит и от функции погрешности зубьев ведущего колеса, и от функции погрешности ведомого колеса. Поэтому определение отображения (1) уточним следующим приемом. Для каждой фазы зацепления, т.е. элемента $x \in X$, сначала определим погрешность и профиля, и шага зубьев двух колес, находящихся в зацеплении, при этом важно, чтобы функции погрешности профиля были определены не в одной точке, а по всему профилю. Кратко это запишется в виде:

$$A : x \in X \Rightarrow \mathfrak{K} \left\{ \begin{matrix} f_{1i}(v_{1i}) \\ i \in 1, \dots, Z_1 \\ f_{2j}(v_{2j}) \\ j \in 1, \dots, Z_2 \end{matrix} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{matrix} p_k(v_i) \\ k \in 1, \dots, (Z_1 \cdot Z_2) \end{matrix} \right\} \rightarrow \sup \left\{ \begin{matrix} \cup p_k(x) \\ k \in 1, \dots, (Z_1 \cdot Z_2) \end{matrix} \right\} \rightarrow F. \quad (2)$$

Полученная в результате отображения (2) функция $F(x) \in F$ – это функция кинематической погрешности зубчатой передачи. Формируется функция $F(x)$ из множества функций $p_k(x)$. В работе [8] совокупность функций $p_k(x)$ названа термином "многозначная функция кинематической погрешности", а совокупность функции $f_{1i,2j}(x)$, ранее, работе [9] была названа термином "прерывная кинематическая погрешность".

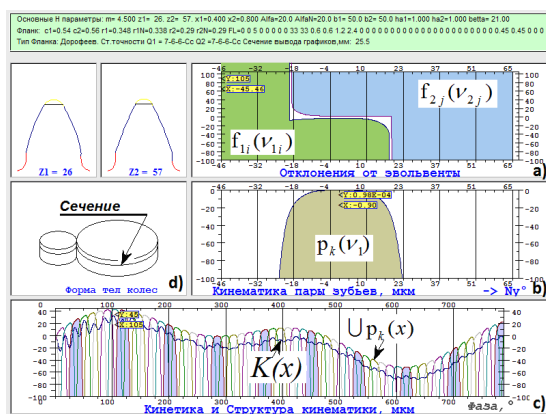


Рис. 1 – Графики функций погрешности, входящих в отображение (2)

На рис. 1 показаны графики функций, входящих в отображение (2). Функция кинематической погрешности $F(x)$ показана на рис. 2. На рис. 1 показано сечение, для которого определены функции $f_{1i,2j}(x)$, $p_k(x)$, $\cup p_k(x)$. В других сечениях перечисленные функции будут иметь другое изображение.

Отображение (2) описывает общую структуру алгоритма расчета. Конкретные формулы приведены авторами в работах [8, 10, 11].

Функциональный подход позволил решить ряд не только метрологических задач, но и задач расчета динамических напряжений и вибраций [10-12]. Причина в том, что отображение (2) привязано к конкретным точкам контакта зубьев, а значит, в этих точках можно определить и контактные напряжения, и толщину слоя смазки, и многие другие характеристики зубчатой передачи, которые также будут рассчитываться и отображаться многозначными функциями (рис. 2). Впоследствии термин "функция кинематической погрешности" стал применяться и другими исследователями зубчатых передач [13, 14], хотя и очень ограниченно.

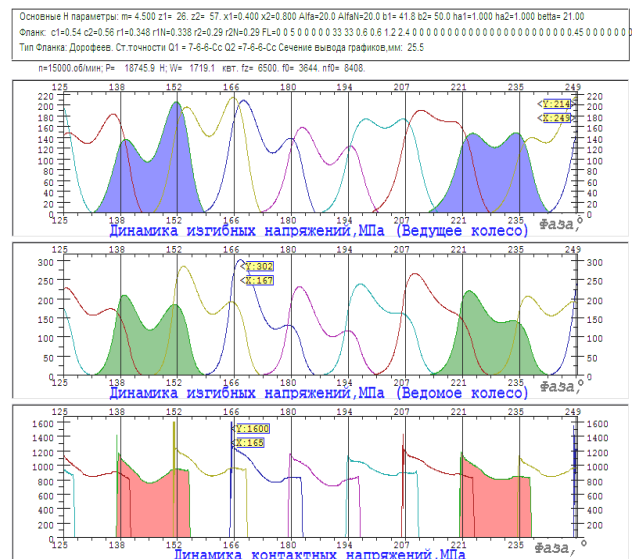


Рис. 2 – Графики многозначных функций изменения изгибных напряжений (для каждого зуба) и контактных напряжений (для каждой пары зубьев), действующих в среднем сечении колес

Решение задачи при помощи многолистных функций

Прежде чем переходить к описанию отображений погрешностей, контактных и изгибных напряжений в зубчатых передачах многолиственными функциями, рассмотрим некоторые терминологические проблемы. На рис. 3, а показаны два графика. Верхний график построен с помощью отображения (2) в российской терминологии – это Total tangential composite deviation (полное тангенциальное суммарное отклонение). По стандарту DIN 3960 это Einflanken-Walzabweichung (Однопрофильное отклонение обката). Но на рис. 3, а показан и второй график, расположенный ниже – эта погрешность образуется на только погрешностями геометрии, но и упругими деформациями зубьев и тел колес.

Как видно из рис. 3, а, характер погрешностей существенно отличается. Чтобы отличить одну функциональную погрешность от использован термин "кинетическая погрешность". На рис. 1, с эта функция обозначена символом $K(x)$. На рис. 3, а кинетическая погрешность – это второй нижний

график. Расстояние между двумя графиками определяет величину прогибы зубьев в зацеплении.

В зарубежной практике [13, 14] часто используется термин *transmission error* (трансмиссионная погрешность), но при использовании такого термина непонятно – это погрешность кинематики или погрешность от деформаций.

Если в эксперименте или расчетом получена

кинетическая погрешность как функция угла поворота ведущего колеса, то легко получить много других полезных показателей качества зубчатой передачи. Так, на рис. 3, б показан график функции мгновенной мощности, затрачиваемой на деформацию элементов зубчатой передачи, а на рис. 3, с показан спектр этой мощности.

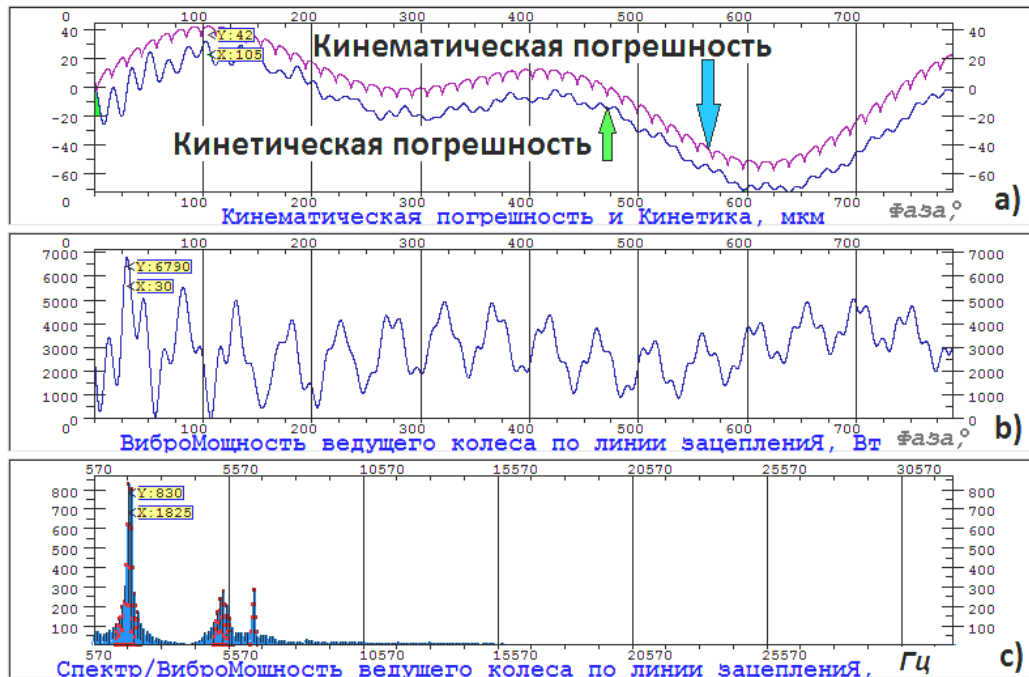


Рис. 3 – Процессы, протекающие в зубчатой передаче

Процесс нагружения зубьев зубчатой передачи часто сопровождается концентрацией напряжений, которые могут быть причиной преждевременного разрушения колес. Некоторые из таких концентраторов контактных напряжений были предсказаны д.т.н, проф. В.Н. Кудрявцевым [15, С. 179-181, 193-194] задолго до того, как появилась возможность их рассчитывать и измерять.

ной программы AEROFLANK концентраторы контактных напряжений В.Н. Кудрявцева могут быть строго рассчитаны; пример такого расчета показан на рис. 4. Если ширина зубьев ведущего и ведомого колес различна, то наблюдается концентрация напряжений у торцов зубьев. В эксперименте этот вид концентраторов хорошо виден на рис. 5.

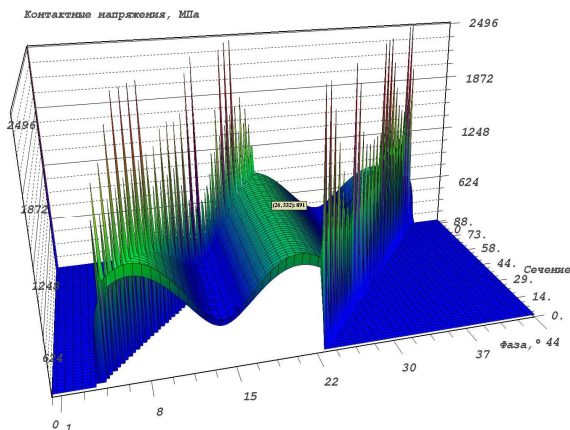


Рис. 4 – Концентраторы контактных напряжений Кудрявцева В.Н. на зубьях косозубой передачи

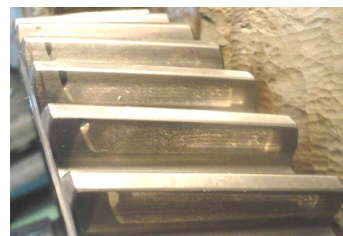


Рис. 5 – Следы концентрации контактных напряжений

Аналогичный результат получается расчетом (рис. б).

Для получения результатов расчета, показанных на рис. 4 и рис. 6 необходимо увеличить размерность отображения (2). Введем дополнительную переменную – сечение как расстояние вдоль ширины зубьев колес. Тогда отображение (2) примет вид:

В настоящее время с помощью компьютер-

$$\begin{aligned}
 A : x, c \in X &\Rightarrow \mathfrak{R} \left\{ \begin{array}{l} f_{1i}(c, v_{1i}) \\ i \in 1, \dots, Z_1 \\ f_{2j}(c, v_{2j}) \\ j \in 1, \dots, Z_2 \end{array} \right\} \rightarrow \\
 &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} p_k(c, v_1) \\ k \in 1, \dots, (Z_1 \cdot Z_2) \end{array} \right\} \rightarrow \\
 &\rightarrow \sup \left\{ \begin{array}{l} \cup p_k(c, x) \\ k \in 1, \dots, (Z_1 \cdot Z_2) \end{array} \right\} \rightarrow F.
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Введение дополнительной размерности приводит к тому, что графические изображения составляющих функций будут выражаться листовыми поверхностями, их будем называть "многолистная функция".

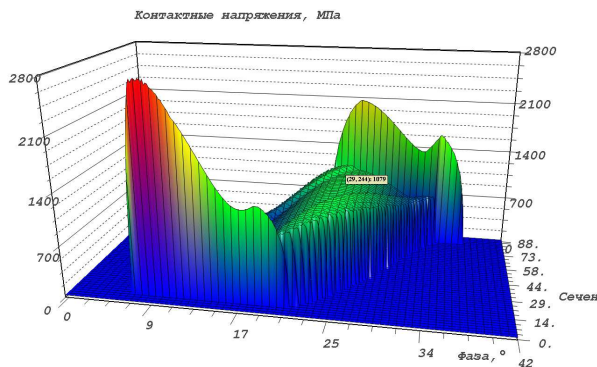


Рис. 6 – Концентрации контактных напряжений на зубьях косозубой передачи

На рис. 7 показан возможный вид многолистной функции погрешности $p_k(c, x)$. Если спроецировать многолистную функцию кинематической погрешности на координатную плоскость и взять верхнюю грань проекции, получим функцию кинематической погрешности $F(x)$ (рис. 7).

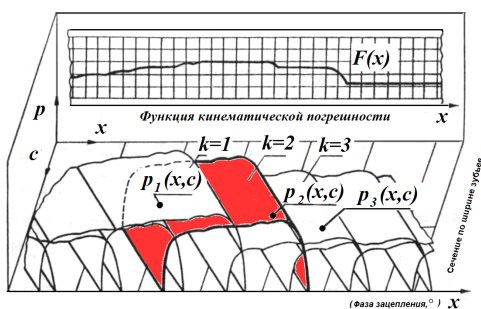


Рис. 7 – Многолистная функция кинематической погрешности

Результаты расчета, показанные на рис. 4, 6, получены как многолистные. Вследствие наложения графиков результаты выводятся отдельно для каждой пары зубьев. На рис. 8 показаны графические изображения результатов расчета мгновенной температуры во всех точках контакта 3-й и 4-ой пар зубьев, находящихся в зацеплении.

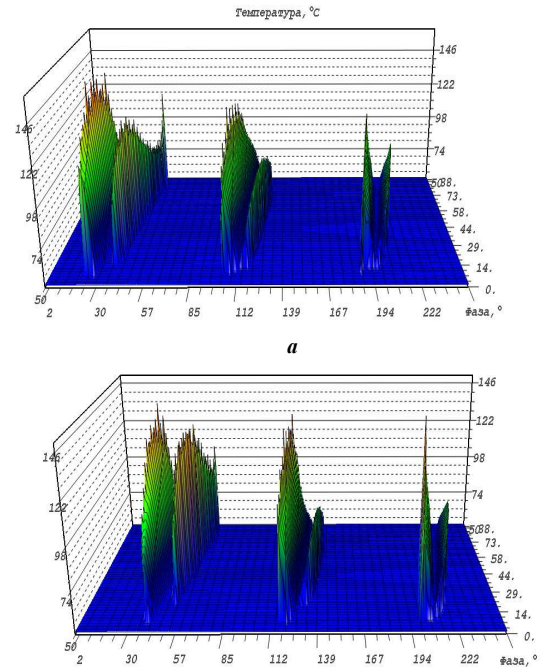


Рис. 8 – Многолистная функция мгновенной температуры в зацеплении: а – 3-ей пары зубьев, б – 4-ой пары зубьев

Выводы

Выполнено моделирование погрешностей и динамических контактных напряжений в зубчатом зацеплении. Задача решалась с применением функций в программах ASGEARS и AEROFLANK. Практическим результатом проведенных исследований является возможность выявить взаимосвязи между погрешностями зацепления и динамическими контактными напряжениями по фазам зацепления и парам зубьев.

Список литературы

1. ISO 6336. Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standardization Organization, 2006
2. DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 1 bis 5, Beuth Verlag, Dezember 1987.
3. GOST 21354-87. Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Russia Standardization Organization, 1987.
4. BDS 17108-89. Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Sofia. Sofia. Committee on quality, 1990.
5. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Издательство стандартов, 1981.
6. DIN 3961. Toleranzen für Stirnradverzahnungen, Beuth Verlag GmbH, Berlin und Köln Aug 1978.
7. ISO 1328-1:1995(E). Cylindrical gears — ISO system of accuracy — Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth. Genève, 1995.
8. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач / Дорофеев В.Л. // Вестник машиностроения, 1983. – № 3. – С. 14-16.
9. Нежурич И.П. Кинематическая точность зубчатых колес и ее контроль / Нежурич И.П. // Стандарты и качество. – 1963. – № 6. – С. 8-14.
10. Дорофеев В.Л. Учет геометрических отклонений профиля зубьев в расчетах цилиндрических передач / Дорофеев В.Л. // Вестник машиностроения. – 1986. – № 12. – С. 11-12.
11. Дорофеев В.Л. Модификация авиационных зубчатых передач с целью уменьшения износа контактной поверхности / Дорофеев В.Л., Голованов В.В., Гукасян С.Г. // 4-я Межд.

науч.-практ. конф. "Современное машиностроение. Наука и образование". 19-20 июня 2014, Санкт-Петербург, 2014. – С.173–183.

12. **Дорофеев В.Л.** Уточненное определение динамических нагрузок в зубчатых передачах / **Дорофеев В.Л.** // Вестник машиностроения. – 1985. – №8. – С. 45–47.

13. **Litvin F.L.** Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA / **F.L. Litvin, Gear Geometry and Applied Theo.** – Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1997. – 114 p.

14. **Litvin F.L.** Gear Geometry and Applied Theory. Second edition / **F.L. Litvin, A.Fuentes.** – Cambridge University Press. – 2004. – 800 p.

15. **Кудрявцев В.Н.** Зубчатые передачи / **В.Н. Кудрявцев.** – М.-Л.: МАШГИЗ, 1957. – 264 с.

Bibliography (transliterated)

1. **ISO 6336.** Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standardization Organization, 2006.

2. **DIN 3990:** Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 1 bis 5, Beuth Verlag, Dezember 1987.

3. **GOST 21354-87.** Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Russia Standardization Organization, 1987.

4. **BDS 17108-89.** Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Sofia. Sofia. Committee on quality, 1990.

5. **GOST 1643-81.** Peredachi zubchatye cilindricheskie. Dopuski. – М.: Izdatel'stvo standartov, 1981.

6. **DIN 3961.** Toleranzen für Stirradverzahnungen, Beuth Verlag GmbH, Berlin und Köln Aug 1978.

7. **ISO 1328-1:1995(E).** Cylindrical gears — ISO system of accuracy — Part 1: Definitions and allowable values of deviations

relevant to corresponding flanks of gear teeth. Genève, 1995.

8. **Dorofeev V.L.** Osnovy rascheta nagruzok i naprjazhenij, dejstvujushih v zacepleni cilindricheskikh zubchatyh peredach / **Dorofeev V.L.** // Vestnik mashinostroenija, 1983. – No 3. – P. 14-16.

9. **Nezhurin I.P.** Kinematicheskaja tochnost' zubchatyh koles i ee kontrol' / **Nezhurin I.P.** // Standarty i kachestvo. – 1963. – No 6. – P. 8-14.

10. **Dorofeev V.L.** Uchet geometricheskikh otklonenij profilja zub'ev v raschetah cilindricheskikh peredach / **Dorofeev V.L.** // Vestnik mashinostroenija. – 1986. – No 12. – P. 11-12.

11. **Dorofeev V.L.** Modifikacija aviacionnyh zubchatyh peredach s cel'ju umen'shenija iznosa kontaktnoj poverhnosti / **Dorofeev V.L., Golovanov V.V., Gukasjan S.G.** // 4-ja Mezhd. nauch.-prakt. konf. "Sovremennoe mashinostroenie. Nauka i obrazovanie". 19-20 ijunja 2014 g. Sankt-Peterburg, 2014. – P.173-183.

12. **Dorofeev V.L.** Utochnennoe opredelenie dinamičeskikh nagruzok v zubchatyh peredachah / **Dorofeev V.L.** // Vestnik mashinostroenija. – 1985. – №8. – S. 45 – 47.

13. **Litvin F.L.** Gear Geometry and Applied Theo. / **F.L. Litvin** // Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA– Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1997. – 114 p.

14. **Litvin F.L.** Gear Geometry and Applied Theory. Second edition / **F.L. Litvin, A.Fuentes.** – Cambridge University Press. – 2004. – 800 p.

15. **Kudrjavcev V.N.** Zubchatye peredachi / **V.N. Kudrjavcev.** – Moscow-Leningrad: Mashgiz, 1957. – 264 p.

Поступила (received) 17.08.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Відображення похибок і контактних напружень у зубчастій передачі у програмах ASGEARS і AEROFLANK / **Дорофеев В.Л., Дорофеев Д.В.** // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 56-60. – Бібліогр. 15 назв. – ISSN 2079-0775.

Отображение погрешностей и контактных напряжений в зубчатых передачах в программах ASGEARS и AEROFLANK / **В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев** // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 56-60. – Библиогр. 15 назв. – ISSN 2079-0775.

Display of errors and contact pressure in gearing With Programm ASGEARS and AEROFLANK / **V.L.Dorofeyev, D.V.Dorofeev** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016, No 39 (1211). – P. 56–60. – ISSN 2079-0775.

Сведения об авторах / About the Authors

Дорофеев Владислав Леонидович – доктор технических наук, профессор, ГИЦ ФГУП "Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова", Москва, РФ; тел.: (495)361-19-51, E-mail: vld@ciam.ru

Dorofeyev Vladislav – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Central Institute of Aviation Motors (CIAM), Moscow, Russia: tel.: (495)361-19-51, E-mail: vld@ciam.ru

Дорофеев Дмитрий Владиславович – кандидат технических наук, доцент, Национальный исследовательский университет "МЭИ", Москва, Россия; тел.: (926)492-01-38, E-mail: dl@list.ru

Dorofeev Dmitriy – Ph.D., assistant professor, National Research University "MEI", Moscow, Russia. tel.: (926)492-01-38, E-mail: dl@list.ru

УДК 62.001.66

*И.А. ИВАХНЕНКО, Т.Н. ИВАХНЕНКО***О РАЗДЕЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ**

Статья относится к разработке правил совместного проектирования технических устройств (ТУ). Кроме совместного проектирования ТУ известно их раздельное проектирование. В последнем случае в составе проекта ТУ используют проекты известных ТУ (проекты-вставки). В статье приводится известное отношение состояний, которое позволяет осуществлять раздельное проектирование по правилам совместного проектирования а также делать часть раздельного проекта без использования спецтехники – "вручную". Последнее относится к проектированию технологической схемы ТУ и выбору его оборудования. В статье приводится пример раздельного проектирования ТУ по упомянутым правилам.

Ключевые слова: алгоритм, проектирование, техническое устройство, состояние

The article relates to elaboration of rules for joint design of technical devices (TD), using schemes of known variants of relation of adjacent conditions. Besides joint design of TD there is separate design. The latter uses designs of known TD (designs-inserts). The article describes known relation of conditions which allows to carry out separate design according to the rules of joint design, as well as part of separate design without special technique – "manually". The latter relates to design of technological scheme of TD and to choice of its equipment. To choose an adequate variant of the TD being designed its model is supposed to be used. The article gives an example of separate design of TD.

Keywords: algorithm design, technical device state

Статья відноситься до розробки правил спільного проектування технічних пристроїв (ТП). Крім спільного проектування ТП відомо їх роздільне проектування. В останньому випадку в складі проекту ТП використовують проекти відомих ТП (проекти-вставки). У статті наводиться відоме відношення станів, яке дозволяє здійснювати роздільне проектування за правилами спільного проектування, а також робити частину роздільного проекту без використання спецтехніки – "вручну". Останнє відноситься до проектування технологічної схеми ТП і вибору його обладнання. У статті наводиться приклад роздільного проектування ТП за згаданими правилами.

Ключові слова: алгоритм, проектування, технічний пристрій, стан

Введение. О совместном проектировании

В публикациях авторов работы, в частности, в статье [1], приводятся результаты нашей разработки правил проектирования технических устройств (ТУ) по их назначению (Н). Идея, которая лежит в основе разрабатываемых правил, следующая: если известны такие А, Б, В и Г, что между ними есть известные варианты отношения вида:

$$\begin{aligned} & \text{чтобы делать А, можно делать Б;} \\ & \text{чтобы делать Б, можно делать В;} \\ & \text{чтобы делать В, можно делать Г} \end{aligned} \quad (1)$$

(приведенный текст равнозначен тексту вида: состояние А может быть результатом осуществления состояния Б и т.д.), тогда последовательной подстановкой вариантов отношения в направлении "снизу – вверх" можно изготовить проект ТУ(А) (последнее читается так: ТУ в состоянии А). Здесь А, Б, В и Г – словесные модели состояний, существенные части которых обозначаются, например, глагольными словосочетаниями, причем, Б, В и Г могут обозначать их определенные подмножества. Ниже такое проектирование мы будем называть совместным проектированием – таким, когда все составные состояния проекта конкретизируются до его простых состояний [2].

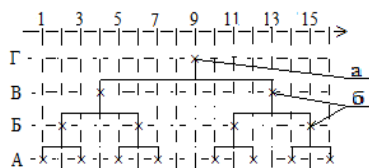


Рис. 1 – Пример дерева проекта:
А, Б, В и Г – уровни состояний; А – уровень простых состояний; а – корень верхнего уровня; б – корни низших (нижних) уровней (числа на числовой оси обозначают описания состояний)

Как указывается в приведенных работах, проект,

построенный по таким правилам, может быть представлен деревом. Пример такого дерева приводится на рис. 1.

У дерева проекта имеется корень, здесь мы его назвали корнем верхнего уровня, – это назначение проектируемого технического устройства. Можно выделить и другие корни – корни низших уровней – корни веток дерева проекта. Тогда каждое состояние дерева (кроме простых) является одним из таких корней. Обозначения на рис. 1 использованы и на других рисунках данной работы.

О проектах-вставках

В процессе развития вида деятельности – проектирования ТУ оказалось:

1) в состав большого числа деревьев проектов входит большое число одноименных веток проектов – веток с одинаковыми корнями – с одинаковым назначением. Например: вращать ротор (насоса; электромотора; электрогенератора); проталкивать жидкость (газ); делать (генерировать) пар (воды); делать конденсат (конденсировать водяной пар) и др.;

2) оказалось выгодным:

- эти ветки проектов выделять в самостоятельные проекты, будем их называть проектами – вставками;
- образовывать списки и соответствующие им хранилища проектов-вставок;
- организовывать производство ТУ по их проектам-вставкам;
- в проектах по п. 1 использовать в качестве таких веток соответствующие им проекты-вставки.

Последнее оказалось выгодным по известным причинам.

- В большом числе проектов ТУ отпала необходимость проектировать большое число веток.
- ТУ, изготовленные по проектам-вставкам, мо-

гут быть дешевле ТУ, изготовленных по индивидуальным проектам (сравним, серийное и штучное производство).

3. ТУ, изготовленные по одному и тому же проекту, используемые многократно и, следовательно, опробованные, часто оказываются более надежными, по сравнению с ТУ, изготовленными впервые.

Появилось целое производство ТУ–вставок, предназначенных для использования в ТУ с корнями верхних уровней (с верхними назначениями). Как следствие вышеизложенного возникла разновидность проектирования – изготовление проектов– вставок.

Проект-вставка состоит из двух частей: первая часть определяет собой ту часть конструкции ТУ, например, насоса, турбины, которая во всех вариантах его использования в составе различных ТУ верхнего назначения остается неизменной, а вторая – условия использования ТУ–вставки в составе ТУ верхнего назначения.

К последним относятся условия размещения ТУ–вставки в окружающей среде и условия взаимодействия ТУ–вставки с ней, в том числе, с другими ТУ.

О раздельном проектировании

Как следствие вышеизложенного появилось проектирование ТУ верхнего назначения с использованием проектов ТУ – вставок. Ниже мы рассмотрим разновидность проектирования ТУ верхнего уровня, которую будем называть – раздельным проектированием. Идея, которая лежит в основе такого проектирования, в следующем: если в основе совместного проектирования лежит известность вариантов отношения состояний вида (1), то в основе раздельного проектирования лежит следующее отношение состояний:

*Чтобы сделать А, можно использовать известное ТУ в состоянии А;
 чтобы использовать известное ТУ в состоянии А, нужно сделать все его проектные состояния, в том числе, состояния второй части его проекта.* (2)

Рассмотрим часть такого проектирования. Рассмотрим состояния:

- 1 – проталкивать воду;
- 2 – использовать известный насос в состоянии (С) 1 (делать все проектные состояния ТУ(2) в том числе С);
- 3 – вращать ротор насоса.

Построим схемы известных отношений смежных состояний (рис. 2):

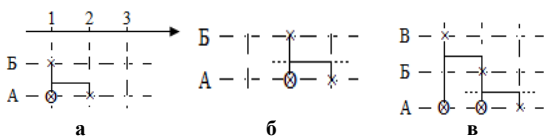


Рис. 2 – Пример характерной части раздельного проектирования ТУ:

а и б – схемы отношения известных смежных состояний;
 в – схема отношения состояний, полученная подстановкой схемы б в схему а

Поговорим о них подробнее: при построении мы использовали правила построения схем, приведенные, в частности, в [1]. На схеме рис. 2, а изображено известное отношение известных состояний 1 и 2, на схеме рис. 2, б приведен известный вариант отношения состо-

яния 2 и известного множества состояний "делать все проектные состояния ТУ(2), в том числе С3", а на схеме рис. 2, в – результат подстановки схемы б в схему а.

Вернемся к схеме на рис. 2, б. Горизонтальный отрезок с многоточиями по краям, обозначает "делать все проектные состояния известного ТУ", в данном случае ТУ(2) – состояния первой и второй частей соответствующего проекта – вставки. Но если состояния первой части в раздельном проекте могут не приводиться (мы используем готовое изделие, конструкция которого нас может не интересовать) то состояния второй части в том или ином объеме (от минимального до полного, в зависимости от решаемой задачи) должны приводиться. В данном случае они приведены в составе одного С3. Полный объем состояний второй части проекта–вставки определяется проектом–вставкой.

О словесных моделях состояний

В качестве примера обсудим следующее: при общении друг с другом, точнее, при передаче друг-другу информации, например, описания предметов природы, в том числе ТУ, мы используем вид последовательности изложения информации, который характеризуется знаком "от общего к частному". И, что интересно, для понимания предмета изложения "о чем говорят" нужно знать всю информацию, выданную ее источником. Если же владеть ее частью, тогда, в ряде случаев, построить в своем воображении предмет информации ее приемник не сможет – наше воображаемое "сооружение" не всегда будет таким, каким его хотели нам представить. Здесь главная мысль такая, что при приеме информации при общении, для понимания любой ее части, в общем случае, нужно владеть всей информацией.

У каждого состояния – аналога упомянутой выше части информации – в составе проекта можно выделить два вида конкретизации: а) внешнюю и б) внутреннюю. В качестве примера рассмотрим состояние Д на рис. 3.

В составе внешней конкретизации можно выделить: верхнюю, нижнюю и "другую" конкретизации. К верхней относятся все состояния ветки над состоянием Д, в нашем примере это состояния Б и А. К нижней относятся все состояния ветки с корнем Д (без Д). К другим – остальные состояния дерева проекта (без Д).

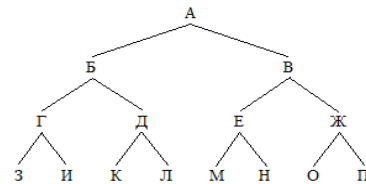


Рис. 3 – Схема состояний дерева проекта (буквами обозначены варианты состояния в составе дерева)

Обратимся к внутренней конкретизации состояния. Она представляет собой его описание (словесную модель), в нашем примере, состояния Д. Согласимся, объем и качество описания одного и того же состояния могут быть разными. Будем придерживаться, следующих правил при составлении описаний составных состояний:

- а) объем описания должен быть минимальным, но достаточным для сохранения главного свойства конкретизации (здесь и ниже слово "конкретизация" мы используем в качестве общего названия глагольной

конкретизации (ГК) и конкретизации зависимыми словами (КЗС));

б) оно должно быть наиболее общим;

в) оно должно входить в состав не менее двух известных конкретизаций (К), в одно – в качестве конкретизируемого состояния, в другое – в качестве конкретизирующего. Таким описанием может быть, например, описание состояния 3 – "вращать ротор насоса", относительно состояния 2 – "использовать известный насос ...", оно – одно из конкретизирующих, а относительно состояния, например, "использовать известный мотор в состоянии 3", оно – конкретизируемое.

О полезности раздельного проектирования

Такое проектирование может быть полезным, например, при условии обязательного использования известных проектов – вставок (ТУ–вставок (насосов, турбин и др.)). По правилам раздельного проектирования мы можем следующее:

а) определить все варианты состава ТУ по их назначению (ТУ(Н));

б) определить все варианты размещения составных частей ТУ(Н) на всех известных вариантах местности (во всех известных вариантах окружающей среды), которые могут быть построены с помощью известных схем отношения смежных состояний;

в) определить все варианты соединения частей ТУ(Н) между собой в ТУ(Н), составленных и построенных по п.п. а) и б).

г) выбрать оптимальный вариант.

Указанные возможности могут быть в полной мере освоены при соответствующей доработке и автоматизации раздельного проектирования. Но частично они могут быть освоены и при "ручном" раздельном проектировании. Остановимся на последнем и рассмотрим его более подробно.

При "ручном" проектировании могут оказаться полезными возможности раздельного проектирования, указанные в пунктах а) и в) – возможность построения вариантов схемы искомого ТУ. Составлять все варианты схемы ТУ(Н) "вручную" представляется задачей достаточно трудной и поэтому нецелесообразной. Хотя некоторые, неизвестные ранее ее варианты могут быть рассмотрены и в "ручном" режиме раздельного проектирования. Полезным "в ручном" режиме может оказаться такое раздельное проектирование ТУ(Н), когда оно осуществляется в условиях сравнения последнего с прототипом. Сходство с действующим прототипом в данном случае является определенной гарантией возможности изготовления проектируемого ТУ(Н) и его использования по назначению. В этом случае вопросы обеспечения работоспособности ТУ(Н) и его оптимизации могут решаться традиционным для нашей страны способом – изготовлением подходящей физматмодели ТУ(Н) и выполнением соответствующей расчетной и графической работы.

"Вручную" в начале проектирования можно выбрать прототип (схему) ТУ(Н), а можно построить эту схему по обсуждаемым здесь правилам. Что лучше и чем? Второе лучше по следующим причинам: мы спроектируем ТУ(Н) (прототип) с помощью, на наш взгляд,

наиболее общих правил раздельного проектирования ТУ – по их назначению. Мы начнем проектирование не с известного прототипа, а с определения цели (назначения) искомого проекта ТУ и "дойдем", в частности, до его варианта, одинакового с прототипом. Наш прототип будет обоснован. И у нас есть инструмент (правила раздельного проектирования), позволяющий построить любые другие варианты искомого проекта ТУ(Н).

Пример раздельного проектирования

Ниже в качестве примера приводится часть раздельного проекта ТУ(Н): список признаков и обозначений известных технических состояний (ниже именуемый списком, табл. 1); вариант схемы их отношения и соответствующий ему вариант (технологической) схемы проектируемого ТУ(Н). В качестве Н выбрано С1 из списка.

Таблица 1

Список признаков и обозначений известных технических состояний

Обозн.	Признаки
1	Перекачивать воду из ТУ(А) в ТУ(Б)
2	Использовать известное ТУ в С 1
3	Проталкивать воду
4	Использовать известный насос в С 3
5	Вращать ротор насоса
6	Использовать известный мотор в С 5
7	Использовать известный электромотор в С 5
8	Соединять роторы электромотора и насоса
9	Подводить ток к электромотору
10	Использовать известную замкнутую электроцепь в С 9
12	Делать эл. ток в замкнутой электроцепи
13	Использовать известный электрогенератор в С 12
14	Включать электрогенератор в замкнутую электроцепь
15	Вращать ротор электрогенератора
16	Использовать известную турбину в С 15
17	Вводить пар в турбину
18	Выводить пар из турбины
19	Делать пар
20	Переносить пар из ТУ(19) в турбину
21	Соединять ТУ(19) и турбину паропроводом
22	Выводить (вводить) пар из ТУ(19) в паропровод
23	Выводить (вводить) пар из паропровода в турбину
24	Перемещать пар в паропроводе
25	Заполнять паропровод паром
26	Использовать известный парогенератор (ПГ) в С 19 [ТУ(19)]
27	Вводить воду в ПГ
28	Выводить пар из ПГ
29	Выдавать (выталкивать) воду
30	Переносить воду из ТУ(29) в ПГ
31	Соединять ТУ(29) и ПГ водопроводом
32	Вводить воду от ТУ(29) в водопровод
33	Выводить (вводить) воду из водопровода в ПГ
34	Перемещать воду в водопроводе
35	Заполнять водопровод водой
36	Вводить воду в насос
37	Выводить воду из насоса
38	Делать воду
39	Переносить воду из ТУ(38) в насос
40	Соединять ТУ(38) и насос водопроводом
41	Выводить (вводить) воду из ТУ(38) в водопровод

Окончание табл. 1

Обозн.	Признаки
42	Выводить (вводить) воду из водопровода в ТУ(3)
43	Использовать известный конденсатор в С 38
44	Конденсировать пар
45	Вводить в конденсатор пар
46	Выводить из конденсатора конденсат

Пример выполнен аналогично части проекта в работе [1] с учетом особенности раздельного проектирования, представленной (2). Состояния в списке подобраны с использованием известных аналогов паротурбинной установки и, таким образом, пример является и примером "ручного" проектирования.

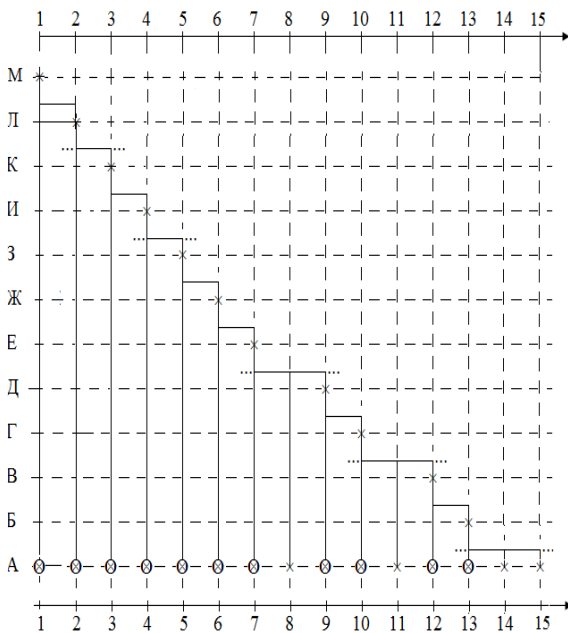


Рис. 4 – Часть раздельного проекта ТУ(Н), где Н = С1

кой схемы на рисунке обозначены обозначения соответствующих им состояний указанной части раздельного проекта). Рассмотрим нижнюю строчку схемы. К активным состояниям относятся 8, 11, 14 и 15, а также состояния вида "использовать известное ТУ в состоянии n" для значений n – 1, 3, 5, 9 и 12. Изобразим полученные состояния в виде соответствующей им технологической схемы на рис. 6. Схема отношения состояний на рис. 5 читается аналогично. Результат ее построения представлен на рис. 7 (здесь также ТУ в составе технологической схемы на рисунке обозначены обозначениями соответствующих им состояний схемы).

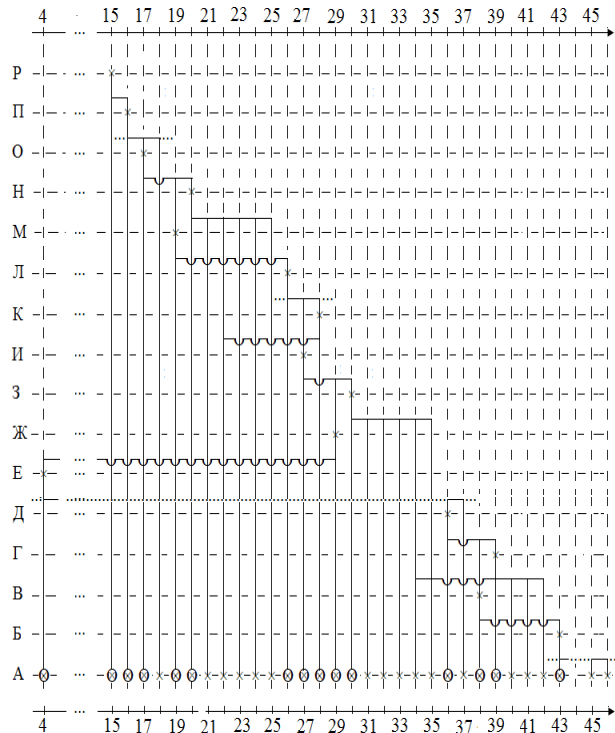


Рис. 5 – Продолжение части раздельного проекта ТУ(Н) на рис. 4

На рис. 4 и 5 уровни конкретизации на схемах обозначаются независимо друг от друга. Схема на рис. 4 читается так:

1. Верхнее корневое состояние С1 может осуществляться активными состояниями, обозначенными на нижней строчке схемы крестиками и состояниями вида "использовать известное ТУ в состоянии ..." [см. (2)].
2. Крестики в кружках обозначают признаки, назовем их: 1-го, 2-го и 3-го родов.

К первым относятся обозначения конкретизируемых состояний относительно их конкретизирующих. Обозначение (описание) какого-нибудь состояния после его конкретизации становится описанием признака (1-го рода) которому должны удовлетворять его конкретизирующие.

Забегая вперед, укажем следующее. К признакам второго рода будем относить "связанные физически признаки" (СФП) [3]. К признакам 3-го рода будем относить признаки, равнозначные некоторому признаку А. К таким относятся, например, описания состояний 17 и 23 в списке – одно относительно другого, 27 и 33. Читаем схему на рис. 4 (ТУ в составе технологической

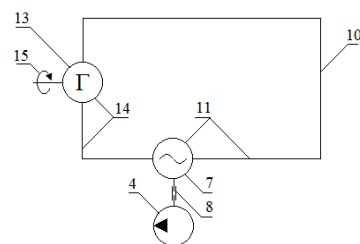


Рис. 6 – Технологическая схема ТУ(С1), построенная с помощью части раздельного проекта ТУ(Н), где Н = С1 на рис. 4

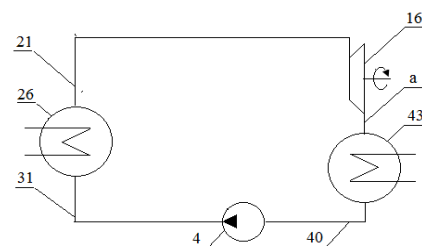


Рис. 7 – Технологическая схема ТУ(С15), построенная с помощью схемы на рис. 5

ТУ в составе технологической схемы 21, 31 и 40 в ее проекте прямо не оговариваются, но известно, что они могут быть результатом последовательной конкретизации состояний с такими обозначениями в списке.

Состояние а, которое осуществляется соответствующим ТУ(а) [ТУ(а) = а = ТУ а] на последнем рисунке, в проекте на рис. 5 отсутствует (проект до такого уровня не достроен). ТУ а мы включили в состав технологической схемы по аналогии с ТУ 21, 31 и 40.

Заключение

Основными правилами проектирования ТУ(Н) в любом состоянии являются правила его совместного проектирования – совместного проектирования составных частей ТУ(Н) в его составе – построения всех вариантов дерева проекта с одинаковым верхним корнем – Н до простых состояний.

В практике проектирования ТУ образовался, существует и широко используется способ их раздельного проектирования – проектирования искомого ТУ с использованием, спроектированных отдельно, его составных частей – ТУ–вставок.

В данной работе приводятся правила раздельного проектирования ТУ(Н) в одном из любых состояний, составленные на базе правил совместного проектирования. Они могут быть использованы как для автоматического так и для "ручного" проектирования. В последнем случае в качестве признака ожидаемой работоспособности того или иного варианта проектируемого ТУ(Н) может использоваться результат его сравнения с прототипом. Оптимизация *подходящих* вариантов ТУ(Н) и обеспечение их работоспособности могут выполняться традиционным способом – так, как это делается при "ручном" проектировании.

Достоинство использования последних правил

для ручного проектирования состоит в том, что мы не выбираем нужный нам прототип схемы ТУ, а строим нужную нам схему ТУ(Н) с помощью известных вариантов отношения смежных состояний. Для окончательного выбора схемы с целью облегчения работы можем использовать прототип.

При выборе подходящего варианта очередной конкретизации при ручном проектировании могут использоваться, с целью облегчения работы, такие, о которых известно, что в данном составе конкретизируемых состояний проекта они могут быть технически осуществимы.

Выполнен анализ и определены в первом приближении требования к содержанию описаний состояний – к их словесным моделям.

Приведен пример раздельного проектирования ТУ(Н) для Н = "перекачивать воду из ТУ А в ТУ Б".

Список литературы

1. **Ивахненко И.А.** Об автоматизации проектирования технических устройств / **И.А. Ивахненко, Т.Н. Ивахненко** // Вісник НТУ "ХПІ". – 2014. – № 53. – С. 41-49.
2. **Ивахненко И.А.** Варианты состояния технических устройств и их отношения / **И.А. Ивахненко, Т.Н. Ивахненко** // Вісник НТУ "ХПІ". – 2013. – № 57. – С. 19-30.
3. **Ивахненко И.А.** О составлении глагольных конкретизаций и проектировании технических устройств / **И.А. Ивахненко, Т.Н. Ивахненко** // Вісник НТУ "ХПІ". – 2011. – № 50. – С. 60-72.

Bibliography (transliterated)

1. **Ivahnenko I.A.** Ob avtomatizaciji proektirovanija tehniceskix ustrojstv / **I.A. Ivahnenko, T.N. Ivahnenko** // Vestnik NTU "KhPI". – 2014. – No 53. – P. 41-49.
2. **Ivahnenko I.A.** Varianty sostojanija tehniceskix ustrojstv i ih otnoshenija / **I.A. Ivahnenko, T.N. Ivahnenko** // Vestnik NTU "KhPI". – 2013. – No 57. – P. 19-30.
3. **Ivahnenko I.A.** O sostavlenii glagol'nyh konkretizacij i proektirovanii tehniceskix ustrojstv / **I.A. Ivahnenko, T.N. Ivahnenko** // Vestnik NTU "KhPI". – 2011. – No 50. – P. 60-72.

Поступила (received) 12.02.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

О раздельном проектировании технических устройств / **И.А.Ивахненко, Т.Н.Ивахненко** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 61-65. – Библиогр. 3 назв. – ISSN 2079-0775.

Separation design of technical devices/ **Vahnenko I, Yvahnenko T.** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 61–65. – ISSN 2079-0775.

Про роздільне проектуванні технічних пристроїв / **И.А. Ивахненко, Т.Н. Ивахненко** // Вісник НТУ "ХПІ". Серия: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 61-65. – Бібліогр. 3 назв. – ISSN 2079-0775.

Відомості об авторах (About authors)

- Ивахненко И.А.** – кандидат технічних наук, доцент, Одеський національний політехнічний університет, Одесса
Vahnenko I. – Ph.D., Associate Professor, Polytechnichnyy the Odessa National University, Odessa
Ивахненко Т.Н. – асистент, Одеський національний політехнічний університет, Одесса
Yvahnenko T. – assistant, Polytechnichnyy the Odessa National University, Odessa

УДК 539.3: 621.9: 004.94

О.А. ИЩЕНКО, Н.Н. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, Н.А. ДЕМИНА, А.А. ЗАРУБИНА

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДЛЯ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ШТАМПОВОЙ ОСНАСТКИ

В статье предложен новый подход к анализу напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки (ЭШО) с учетом контактного взаимодействия. С этой целью объединены два метода: обобщенного параметрического моделирования и вариационных неравенств. Первый обеспечивает вариативность создаваемых математических и геометрических моделей напряженно-деформированного состояния (НДС) и формы элементов штамповой оснастки. Второй дает возможность учитывать множественные контактные взаимодействия между ЭШО. В результате обеспечивается решение двух взаимосвязанных задач: обоснование рациональных проектно-технологических параметров штампов и определения НДС их элементов. Важно, что учет контактного взаимодействия резко повышает точность и адекватность моделирования НДС элементов штампов. Соответственно, на основе более точного решения задач анализа получается и более достоверные рекомендации по обоснованию параметров штампов по критериям прочности и жесткости.

Ключеві слова: напряженно-деформированное состояние, разделительный штамп, базовая плита, контактное взаимодействие, метод конечных элементов

The new approach in the stress-strain state of dies tooling elements (DTE) analysis under the condition of the contact interaction is introduced in the article. Two methods have been combined for this purpose: generalized parametric modeling and variational inequalities. The first method makes it possible to change developed mathematical and geometrical models of the stress-strain state (SSS) as well as the dies tooling elements form. The second method allows to consider multiple contact between DTE. The result shows the solution of two interconnected problems. They are reasonable design and production parameters of the shearing dies and determination of the SSS of their elements. Consideration of the contact interaction is important, because significantly improves the accuracy and adequacy of the stress-strain state of dies tooling elements modeling. It was necessary to substantiate settings for the dies on the criteria of strength and stiffness while production. More reliable recommendations for this have been obtained after the more accurate solving problems of analysis.

Keywords: stress-strain state, shearing die, base plates, contact interaction, finite-element method

У статті запропоновано новий підхід до аналізу напружено-деформованого стану елементів штампового оснащення (ЕШО) з урахуванням контактної взаємодії. З цією метою об'єднані два методи: узагальненого параметричного моделювання і варіаційних нерівностей. Перший забезпечує варіативність створюваних математичних і геометричних моделей напружено-деформованого стану (НДС) і форми елементів штампового оснащення. Другий дає можливість враховувати множинні контактні взаємодії між ЕШО. В результаті забезпечується вирішення двох взаємопов'язаних завдань: обґрунтування раціональних проектно-технологічних параметрів штампів і визначення НДС їх елементів. Важливо, що облік контактної взаємодії різко підвищує точність і адекватність моделювання НДС елементів штампів. Відповідно, на основі більш точного рішення задач аналізу виходить більш достовірні рекомендації по обґрунтуванню параметрів штампів за критеріями міцності і жорсткості.

Ключові слова: напружено-деформований стан, розділовий штамп, базова плита, контактна взаємодія, метод кінцевих елементів

Введение

Развитие современного машиностроения невозможно без активного продвижения прогрессивных технологий, оборудования, оснастки и инструмента. В частности, одной из доминирующих тенденций является применение технологий обработки материалов давлением. Действительно, эти технологии являются по своей природе чрезвычайно эффективными, т.к. позволяют существенно снизить трудоемкость изготовления деталей, повышают коэффициент использования материала (КИМ), а также во многих случаях обходятся без последующей механической обработки, т.е. получают готовые детали. В то же время одним из узких мест при внедрении данных технологических процессов является значительная стоимость технологической оснастки и инструмента.

В частности, для листоштамповочного производства это сопряжено, например, с изготовлением штампов и режущих элементов. Они должны обладать высокой точностью и стойкостью. С этой целью все большее применение получает обратимая переналаживаемая оснастка. Она состоит из основного блока и сменного переналаживаемого пакета, путем замены которого можно перестраиваться на изготовление той или иной детали. Этим самым повышается оперативность и снижается стоимость технологической подго-

товки производства (ТПП) новых изделий, что особенно важно в условиях преобладающих тенденций снижения серийности машиностроительного производства. При этом повышенные требования к точности и стойкости переналаживаемых штампов требует разработки адекватных, точных и экономичных (с точки зрения потребляемых вычислительных ресурсов) математических и численных моделей и методов расчета проектно-технологических параметров проектируемых штампов по критериям прочности и жесткости.

В то же время существующие аналитические и численные методики расчета штамповой оснастки [1-14] далеко не в полной степени соответствуют выдвигаемым требованиям. В частности, наиболее ощутимым их недостатком является не вполне корректный учет краевых условий в областях сопряжения отдельных элементов исследуемых штампов, что приводит к существенным погрешностям в определении их напряженно-деформированного состояния (НДС). В свою очередь, это приводит либо к недостаточной прочности и жесткости, стойкости и точности штампа, либо к завышенной металлоемкости. Сложившееся противоречие между возможностями науки и потребностями практики формирует актуальную и важную

© Ищенко О.А., Ткачук Н.Н., Грабовский А.В.,
Ткачук Н.А., Демина Н.А., Зарубина А.А., 2016

научно-практическую задачу разработки новых, более адекватных, точных и оперативных моделей и методов расчета проектно-технологических параметров элементов штамповой оснастки (ЭШО) по критериям обеспечения прочности и жесткости. Решение данной задачи на примере штампов для вырубки-пробивки листового материала составляет направление, описанное в данной работе.

Метод решения задачи

Для определения характеристик стойкости ЭШО и точности выполнения технологических операций выбивки-пробивки необходимо исследовать НДС элементов штампов. При этом наиболее проблемными являются два фактора. Во-первых, в традиционных математических моделях, а также в ходе численного моделирования, например, с привлечением CAE-систем типа ANSYS, отсутствуют механизмы прямой интеграции всего множества варьируемых и контролируемых параметров. Во-вторых, важно промоделировать, причем по возможности как можно более адекватно и точно, множественные контактные взаимодействия элементов штампов между собой. И, наконец, создаваемую математическую модель необходимо реализовать в виде специализированного программно-модельного комплекса.

Параметрические математические модели напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки

При описании математической модели напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки можно исходить из общего операционного представления:

$$L(u, \sigma, f, t) = 0. \quad (1)$$

Здесь L – оператор начально-краевой задачи, u, σ – вектор перемещений и тензор напряжений ЭШО, f – массив внешних нагрузок, а t – время.

Отвлекаясь на данном этапе от вида оператора L , на первом этапе можно сконцентрироваться на организации многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния ЭШО. Это важно, поскольку при проектировании штамповой оснастки требуется устанавливать зависимости характеристик h_s НДС от варьируемых проектно-технологических параметров p_k :

$$h = h(p, u, \sigma). \quad (2)$$

Здесь h – массив h_s , p – массив p_k , а u, σ – решения (1) при том или ином наборе параметров. Характеристики h_s – это, например, значения максимальных эквивалентных напряжений в элементах штамповой оснастки – могут быть или ограничиваемыми, или оптимизируемыми величинами. Параметры p_k – это, в частности, габаритные размеры и толщины элементов штамповой оснастки или технологические параметры – т.е. варьируемые величины, формы или распределения. Именно механизм оперирования с параметрами p_k является наиболее проблемным.

Действительно, не составляет принципиальной сложности механизм варьирования традиционных численных параметров: геометрические размеры, физико-механические или механические характеристики материалов, из которых изготовлены ЭШО. В то же время гораздо сложнее обстоит дело в случае создания механизма варьирования, например, геометрической формы исследуемых объектов.

Для оперирования такими параметрами, называемыми обобщенными, в наибольшей степени адаптирован метод обобщенного параметрического моделирования [15]. В соответствии с этим методом варьируемость того или иного обобщенного параметра обеспечивается путем специального алгоритма, который ставит в соответствие конкретному значению параметра геометрическую и технологическую или силовую характеристику элементов штамповой оснастки. Этот алгоритм в наиболее сложных случаях является либо трудноформализуемым, либо неформализуемым, и тогда необходимо привлекать опыт и оценки экспертов – конструкторов, технологов или исследователей. Однако, как только такой алгоритм создается, все традиционные операции с численными параметрами могут быть распространены и на операции с обобщенными параметрами.

Естественно, что универсальных способов создания упомянутых выше алгоритмов, служащих "транслятором" для воплощения проекции определенного обобщенного параметра в той или иной модели, не существует. Но в действительности, безусловно, влияние множества p_k на h_s объективно существует. Таким образом, формально соотношения (1) можно переписать, интегрировав в них и традиционные, и обобщенные параметры:

$$L(u, \sigma, p, f, t) = 0. \quad (3)$$

Соотношения (3) устанавливают и функциональную, и параметрическую зависимость переменных состояния от пространственно-временных координат и множества параметров

$$u = u(r, t, p); \quad \sigma = \sigma(r, t, p), \quad (4)$$

где r – радиус-вектор точек пространства, занимаемой элементами штамповой оснастки.

Параметрические зависимости, представленные формально соотношениями (4), как правило, идентифицируются в ходе анализа результатов многовариантных решений задачи (3) при варьировании параметров p .

Несмотря на значительный интерес, который представляют зависимости (4), в практике проектных работ еще больший интерес – к решению задачи синтеза, т.е. определения таких оптимальных параметров p^* , которые удовлетворяют некоторым требованиям:

$$h(u, p^*) < [h], \quad I(u, \sigma, p^*, h) \rightarrow \min. \quad (5)$$

Первое из соотношений (5) фиксирует ограничение на контролируемые характеристики ЭШО (например, максимальные эквивалентные напряжения, прогибы и т.п.), а второе формируется теми или ины-

ми требованиями к конкретному штампу или группе (гамме) штампов (масса, габариты, толщины, стоимость и т.п.). При этом параметры p^* по-прежнему встроены в уравнения (3), которым удовлетворяют переменные состояния u, σ . Естественно, что решение задачи (5) требует множественного решения задач анализа (3). Таким образом, базовой математической моделью так же и при решении задач синтеза является (3), а в ней основным компонентом – способ интеграции обобщенных параметров в эту модель или в ее численную реализацию.

В итоге предложен общий подход к решению задач анализа напряженно-деформированного состояния и синтеза проектно-технологических решений, удовлетворяющих заданному множеству ограничений и критериев, отличающихся от известных алгоритмом интеграции в нее различных параметров, в том числе – обобщенных.

Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния с учетом множественного контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки

Соотношения для анализа напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки, представленные выше, записаны в общем виде. В то же время для решения задач для конкретных объектов необходимо их расписать, учтя основную особенность – наличие множественного контакта по поверхностям сопряжения ЭШО друг с другом.

Соотношения (1) в развернутом виде представляют собой геометрические нелинейные соотношения [16]

$$\epsilon_{ij} = 1/2(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{i,k} \cdot u_{k,i}), \tag{6}$$

уравнения равновесия

$$\sigma_{ij,j} + F_i = 0 \tag{7}$$

и закон Гука

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \epsilon_{kl}. \tag{8}$$

Здесь $*_{,i} = \partial*/\partial x_i$ – производная по координате $x_i (r \equiv \{x_1, x_2, x_3\}^T)$; $u_i, \epsilon_{ij}, \sigma_{ij}$ – компоненты вектора перемещений точек исследуемых объектов, тензоров деформаций и напряжений соответственно; C_{ijkl} – тензор модулей упругости материалов, из которых состоят исследуемые элементы; F_i – компоненты объемной нагрузки. При этом индексы $i, j, k, l = 1, 2, 3$. При их повторении в выражении действует правило суммирования по этим индексам [17]. Обозначив область, занимаемую исследуемым объектом, как объединение подобластей, занимаемых отдельными деталями:

$$\Omega = \bigcup_s \Omega_s, \tag{9}$$

а их границы – соответственно

$$S = \bigcup_s S_s, \tag{10}$$

можно сформировать краевую задачу для анализа НДС элементов штампов. В областях Ω_s действует система алгебро-дифференциальных уравнений (6)–(8). На границах каждой области S_s действуют краевые условия трех типов:

– геометрические

$$u_i^{(s)}|_{S_u} = u_i^{\wedge}; \tag{11}$$

– силовые

$$\sigma_{ij}^{(s)} n_j|_{S_\sigma} = \sigma_i^{\wedge}; \tag{12}$$

– контактные

$$(u_i^{(s)} n_i^{(s)} + u_k^{(g)} n_k^{(g)})|_{S_c} \leq \delta_{sg}. \tag{13}$$

Здесь при обозначении частей границ $S_s = S_u^{(s)} \cup S_\sigma^{(s)} \cup S_c^{(s)}$ опущены индексы принадлежности к границе того или иного тела s . При этом $u_i^{\wedge}, \sigma_i^{\wedge}$ – заданные перемещения и поверхностная нагрузка, $n_r^{(d)}$ – компоненты вектора нормали к поверхности S_d .

Уравнения (11), (12) представляют собой классические граничные условия типа Дирихле или Неймана [16]. В то же время соотношение (13) принципиально от них отличаются: они представляют собой неравенства, а не равенства, и определяют условия непроникновения тела s в тело g , причем начальный зазор по нормальям между этими телами – δ_{sg} . Кроме того, важным обстоятельством является то, что обычно части поверхности S_u и S_σ являются известными и заданными, а, в отличие от них, S_c – неизвестна и является искомой. Искомым при этом является и контактное давление

$$q = q(r)|_{S_c} \geq 0, \tag{14}$$

определяющее нормальное и (при наличии трения) касательное напряжение на поверхности S_c .

Соотношения на границе (11)–(14) формируют краевые условия, которые дополняют уравнения (6)–(8) и формируют вместе с ними краевую задачу. Она нелинейна не только в силу нелинейности (6), но, в первую очередь, – ввиду наличия нелинейных соотношений (13).

Как отмечалось ранее, для решения контактной задачи применимы различные методы и модели. В то же время для задач, возникающих при анализе контактного взаимодействия ЭШО, имеются ряд особенностей. Главная из них – множественный контакт деталей штампов, причем в основном – по поверхностям согласованной формы. Более того, ввиду вариативности Ω_s, S_s на этапе проектных разработок изменяются и участки локализации S_c , а вдобавок, вариативными могут быть и технологические факторы (и при изготовлении штампов, и при осуществлении технологических операций штамповки с их помощью): свойства материалов крепления колонок и втулок в штампах, технологические зазоры между

режущими кромками матриц, пуансон-матриц и пуансонов, с одной стороны, и штампуемого материала, – с другой, толщина и механические свойства штампуемого материала и т. п.). Все эти обобщенные параметры включаются в сложную математическую модель напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия, а условия (13), реализуемые на поверхностях контактирующих пар, вносят дополнительную сложность в создаваемую комплексную математическую модель.

Образуемая система разрешающих соотношений, как одним из наиболее эффективных методов, может быть удовлетворена с применением теории вариационных неравенств. В соответствии с этим методом вводится в рассмотрение подмножество пробных функций K :

$$K \in \left\{ v^{(s)} : \left(v_i^{(s)} n_i^{(s)} + v_k^{(g)} n_k^{(g)} \right) \Big|_{S_{sg}} \leq \delta_{sg} \right\}, \quad (15)$$

а также функционал полной внутренней энергии:

$$I(v) = \frac{1}{2} \sum_s \int_{(\Omega_i)} \sigma_{ij}^{(s)} \cdot \epsilon_{ij}^{(s)} d\Omega - \sum_s \int_{(S_c^{(s)})} \sigma_i^{\wedge} u_i dS - \sum_s \int_{(S_c)} \sigma_{sj} \cdot v_j \cdot u_s dS. \quad (16)$$

Первое слагаемое в (16) определяет квадратичную форму $a(v, v)$, порождаемую билинейными формулами

$$a(u, v) = \frac{1}{2} \int_{(\Omega_i)} \sigma_{ij}^{(s)}(u) \epsilon_{ij}^{(s)}(v) d\Omega, \quad (17)$$

а последнее – линейную

$$b_s(v) = \int_{(S_c)} \sigma_{ij}^{(s)} v_i^{(s)} u_i^{(s)} dS. \quad (18)$$

Тогда, следуя [18], всю начально-краевую задачу можно свести к минимизации функционала $I(u)$ на множестве K (см. (15)):

$$u : I(u) \rightarrow \min, u \in K. \quad (19)$$

Из соотношений (6), (7) по найденным распределениям $u(r)$ находятся поля $\epsilon(u)$, $\sigma(\epsilon)$, а, соответственно, становится возможным провести полную оценку прочности и жесткости ЭШО. При этом в ходе решения получаем и область контактного взаимодействия S_c , и распределение контактного давления q . Этим самым решается сформулированная связанная задача анализа НДС с учетом контактного взаимодействия ЭШО.

Особенностью предложенного подхода является индифферентность по отношению к наличию множества областей контактного взаимодействия. Кроме того, не теряется предложенная и описанная в работе выше методология параметризации, что представляет самые широкие возможности при решении задач синтеза проектно-технологических решений при разработке ЭШО.

В качестве замечания можно отметить, что при

поиске минимума функционала (19) на выпуклом множестве (15) возможно применение методов штрафа, множителей Лагранжа, сопряженных градиентов и т.п. [19]. В сочетании с методом дискретизации эти постановки будут затронуты ниже.

Еще одним замечанием служит посыл о присутствии временной координаты в разрешающих уравнениях (1). Естественно, что в полной динамической постановке (т.е. при учете сил инерции в разрешающих уравнениях (4)) задача определения НДС с учетом контактного взаимодействия приводит в общем случае к начально-краевой задаче. Однако, как показывают экспериментальные [2] и численные исследования, собственные частоты колебаний ЭШО, например, базовых плит, гораздо выше частоты приложения усилия штамповки.

В связи с этим динамическими эффектами, возникающими при циклическом приложении усилий штамповки (рис. 1), которые действуют с частотой $\nu = 1/T$ и кратными ей, можно пренебречь для серийных кривошипных штампов. Это объясняется тем, что основная частота возбуждения $\nu \ll \nu_1$ (нижняя частота собственных колебаний элементов штамповой оснастки), а для кратных, более высоких гармоник в разложении $P_{шт.}(t)$ в ряде Фурье:

$$P_{шт.} = Q_0 + \sum_k Q_i^{(1)} \sin(2\pi\nu kt) + \sum_k Q_i^{(2)} \cos(2\pi\nu kt), \quad (20)$$

с ростом кратности k резко увеличиваются усилия демпфирования, уменьшающие амплитуды возбуждаемых колебательных процессов.

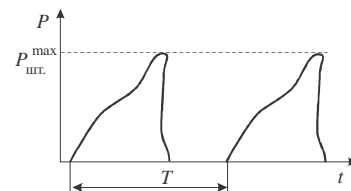


Рис. 1 – Циклическое положение усилий штамповки к ЭШО

Таким образом, без учета динамических эффектов напряженно-деформированное состояние исследуемых элементов штамповой оснастки можно рассматривать как квазистатическое. Зависимость же компонент НДС от времени t можно трансформировать в зависимость от параметра $P_{шт.}$, который изменяется в пределах (см. рис. 1):

$$0 \leq P_{шт.} \leq P_{шт.}^{\max}. \quad (21)$$

Естественно, что если ввести безразмерный параметр $\tau = P_{шт.}/P_{шт.}^{\max}$, то для линейно упругих задач зависимость компонент НДС от τ является линейной (от нуля при $\tau = 0$ до максимума при $\tau = 1$). Однако по-сути задача анализа НДС с учетом контактного взаимодействия является, как отмечалось выше, нелинейной. Таким образом, целесообразно исследовать

зависимость напряженно-деформированного состояния ЭШО от параметра τ , имея ввиду, что максимальное значение усилия штамповки [20] $P_{шт.}^{max} = k_3 \cdot L \cdot h \cdot \sigma_{ср.}$, где $k_3 = 1,1 \div 1,3$ – коэффициент затупления режущих кромок пуансонов, матриц и пуансон-матриц, L, h – периметр и толщина вырубаемой детали, $\sigma_{ср.}$ – напряжение среза – механическая характеристика штампуемого материала.

Для переналаживаемых штампов, предназначенных для изготовления не одной конкретной детали, а их гаммы, описанный выше подход модифицируется. Действительно, в этом случае диапазон изменения усилия штамповки ограничивается сверху величиной $P_{шт.}^{max\ max} = P_{шт.}^{max}(L_{max}, h_{max}, \sigma_{ср.}^{max})$, где максимум определяется по наибольшей толщине, периметру и напряжению среза для выбранного типоразмера переналаживаемого штампа. Соответственно, смысл параметра τ изменяется: он определяет протекание процесса нагружения не только при нагружении ЭШО при штамповке конкретной детали, а целой их гаммы (рис. 2). Таким образом, получаем множество решений при варьировании $0 \leq \tau \leq 1$.

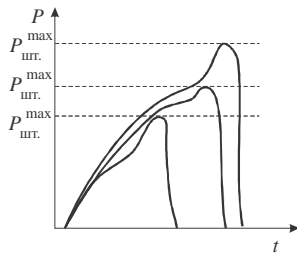


Рис. 2 – Усилие штамповки для гаммы деталей

Подытоживая, можно заключить, что в работе сформулирована усовершенствованная математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия, которая учитывает множественный контакт в сопряжении ЭШО и варьированность усилий штамповки, действующих на переналаживаемые штампы при вырубке-пробивке деталей различной толщины, размеров и из различных материалов.

Численная реализация разработанной математической модели

В настоящее время решение задач об определении НДС тел сложной формы в большинстве случаев осуществляется численно, как правило, методом конечных элементов [21, 22]. Этот метод фактически стал стандартным инструментом исследований. В связи с этим единичный расчет отдельной взятой конкретной конструкции не представляет принципиальных трудностей. Однако ситуация может быть существенно осложнена, как, в частности, при исследовании напряженно-деформированного состояния ЭШО. Основными факторами, осложняющими проведение этих исследований, является, во-первых, сложность и вариативность конструкции штампов, а во-вторых, наличие множественных контактов. Первый из факторов обусловлен изначальной неопределенностью

конструктивных и технологических параметров, форм и размеров элементов штамповой оснастки, что может приводить в случае применения тривиальных средств параметризации к коллизиям, т.е. нарушению согласованности, целостности или функциональности штампа при изменении варьируемых параметров во всем диапазоне их изменения. Второй фактор создает проблемную ситуацию при чрезмерном усложнении конструкции с точки зрения введения множественных контактных пар.

Для решения конфликтных ситуаций, порождаемых первым фактором, необходимо создание специальных процедур. Они предназначены либо для обеспечения согласованного изменения геометрической модели элементов штамповой оснастки, либо для анализа на наличие коллизий при том или ином сочетании варьируемых параметров. Проблемы, вызываемые вторым из факторов, разрешаются специальной процедурой, которая путем варьирования условий на поверхностях контакта позволяет уменьшить чрезмерную громоздкость конечно-элементной модели.

На рис. 3 представлена общая структура специализированного программно-модельного комплекса (СПМК) для исследования НДС элементов штампов с учетом контактного взаимодействия.

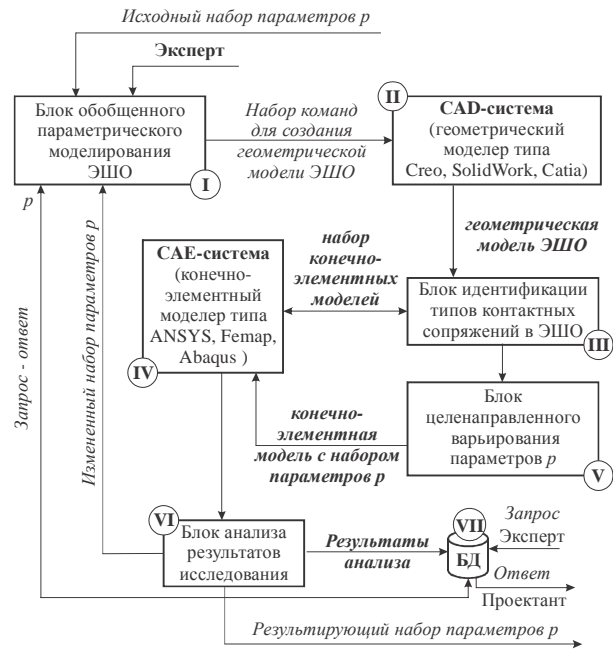


Рис. 3 – Структура СПМК для исследования напряженно-деформированного состояния ЭШО с учетом контактного взаимодействия

Данный специализированный программно-модельный комплекс соединяет углубленные возможности универсальных систем (CAD – Creo, SolidWork, Catia и т.п., CAE-систем – ANSYS, Femap, Abaqus т.п.) и специальных программных средств. На этапах I, III, V моделируются специфические особенности ЭШО, проводится генерация и целенаправленное варьирование их параметров, а этапы II, IV отвечают за создание моделей ЭШО и расчет их НДС.

Предложенная блочно-модульная структура численных исследований является гибкой и "перена-

лаживаемой" на тот или иной тип штампа. При этом важно, что процесс расчетных исследований начинается не "с чистого листа", а с запроса в создаваемую базу данных (БД) VII на предмет наличия в ней результатов расчета, соответствующих текущему варианту. Завершается же каждый цикл расчетов пополнением БД. Таким образом, в ходе этих исследований решаются только задачи, ранее не решенные, а база данных постоянно пополняется и обеспечивает оперативный доступ к информации, уже к данному моменту в ней накопленной, в режиме "запрос – ответ" (диалога с экспертом или проектантом).

Еще одной особенностью данного СПМК является его открытость и потенциальная возможность встраивания в специализированные базы знаний и экспертные системы.

Таким образом, можно заключить, что предложенная комплексная математическая модель нашла свою реализацию в виде специализированного программно-модельного комплекса, который не только не сужает ее возможности, но и создает еще дополнительные. С применением разработанного СПМК далее решен ряд прикладных задач исследования ЭШО.

Результаты численного моделирования

С учетом созданного специализированного программно-модельного комплекса проведено решение ряда прикладных задач об определении напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия, а также определения зависимостей характеристик их НДС от проектно-технологических параметров на примере разделительных штампов.

Формирование комплексных расчетных схем элементов разделительных штампов. Рассмотрен новый подход к формированию комплексных расчетных схем элементов разделительных штампов, базирующийся на системном анализе технологических систем "пресс – штамп – режущие части – заготовка". Следуя работам [1, 3], рассмотрим разноуровневые подсистемы данной технологической системы. Однако, в отличие от подсистемы самого нижнего уровня (рис. 4 [1]), предлагается рассмотреть систему среднего уровня. В этой подсистеме присутствуют все основные элементы, обеспечивающие рабочий процесс штамповки, базирование и взаимное относительное движение частей штампов.

Для формирования комплексных расчетных схем исследуем основные элементы разделительного штампа, вступающие в силовое взаимодействие (рис. 5).

Основные элементы штампа базируются на нижней и верхней базовых плитах. Основное рабочее движение осуществляется путем перемещения верхней базовой плиты по направляющим колонкам. При этом в силу деформирования нижней базовой плиты штампа колонки, в них запрессованные или соединенные при помощи склеивания (например, заливкой зазора между колонкой (втулкой) и плитой эпоксидным компаундом или иным твердеющим составом), деформируются, вступая в верхней части в зоне направляющих отверстий в контактное сопряжение с верхней базовой плитой.

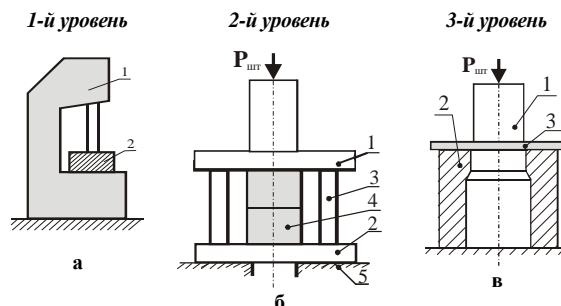


Рис. 4 – Подсистемы технологической системы "пресс – штамп – режущие части – заготовка":

- а – пресс 1 и штамп 2;
б – верхняя и нижняя плиты штампа 1 и 2, колонки 3, пакет 4 и подштамповая плита 5;
в – пуансон 1, матрица 2 и штампуемый материал 3

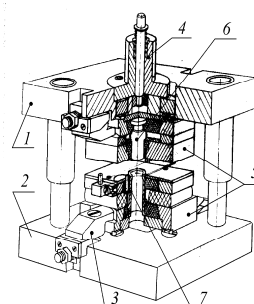


Рис. 5 – Взаимодействие элементов разделительных штампов на примере конструкции УСПШ совмещенного действия:

- 1 – верхняя базовая плита; 2 – нижняя базовая плита;
3 – прихваты; 4 – хвостовик; 5 – пакет; 6 – пуансон;
7 – матрица

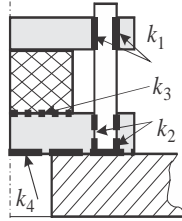
Во время такого взаимодействия возникают нормальные и касательные (от трения) усилия, включаемые в силовые потоки в технологической подсистеме "стол пресса – блок штампа – пакет – заготовка". Одновременно ответные усилия оказывают обратное воздействие на нижнюю базовую плиту. Таким образом, точный расчет этих усилий возможен только на основе анализа контактного взаимодействия, в которое опосредованно вовлечены не только соседние, непосредственно механически сопрягаемые, но и удаленные друг от друга элементы штампов. Кроме рассмотренных элементов, необходимо также учесть контактное взаимодействие в сопряжении "пакет – нижняя базовая плита" и в сопряжении "нижняя базовая плита – подштамповая плита пресса".

На рис. 6 представлены элементы исследуемой технологической системы и соответствующие характерные зоны контактного взаимодействия. Здесь k_1 – контакт "колонки – верхняя базовая плита"; k_2 – контакт "колонки – фиксирующий слой – нижняя базовая плита"; k_3 – плоскость опирания пакета на нижнюю базовую плиту; k_4 – плоскость опирания нижней базовой плиты на подштамповую плиту штампа.

Таким образом, комплексная расчетная схема разделительного штампа предполагает наличие множественного контакта в сопряжениях элементов штампа. При этом усилия, возникающие между кон-

тактирующими элементами, определяются в ходе решения самой контактной задачи, будучи в ней дополнительными неизвестными. В этом состоит принципиальное отличие создаваемой комплексной расчетной схемы от ранее использованных [1, 2].

Рис. 6 – Элементы исследуемой технологической системы и соответствующие характерные зоны контактного взаимодействия



Тестовая задача 1. В качестве иллюстрации рассмотрим контактное взаимодействие тестовой конструкции, схема которой – на рис. 7: сменный пакет воздействует на нижнюю базовую плиту, опирающуюся на подштамповую плиту пресса. Варьируются: диаметр провального отверстия в подштамповой плите пресса – параметр p_2 (в диапазоне 160÷360 мм); толщина нижней базовой плиты штампа – параметр p_1 (в диапазоне 15÷90 мм). Усилие штамповки $P_{шт}$ (см. рис. 6) – 50 кН, габариты штампа – 240×240 мм, габариты пакета 100×100 мм. Материал основных деталей – сталь 40Х (модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). В силу симметрии здесь и далее (задача 2) рассмотрена 1/4 конструкции. На рис. 8-11 приведены характерные картины распределения компонент НДС элементов штампа.

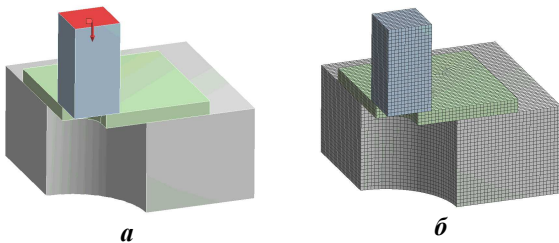


Рис. 7 – Нижняя базовая плита во взаимодействии со сменным пакетом и подштамповой плитой пресса: а – геометрическая модель, б – конечно-элементная модель

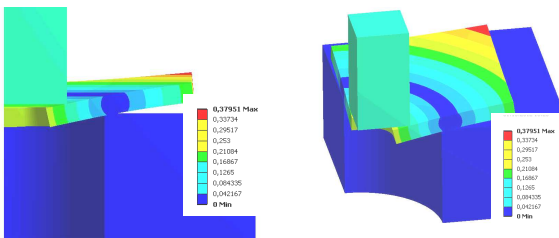


Рис. 8 – Результаты исследования НДС элементов штампа (задача 1): распределение полных перемещений

На рис. 12-13 приведены интегральные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров. Полученные зависимости изменения картин распределений компонент НДС элементов технологической подсистемы "пакет – нижняя базовая плита штампа – подштамповая плита пресса" дает возможность сделать следующие выводы.

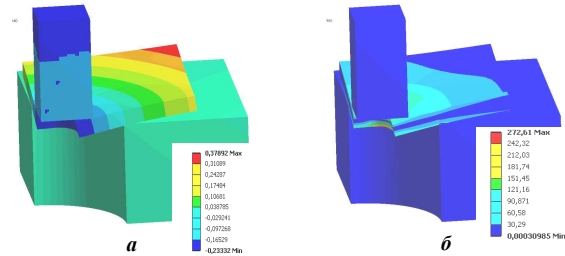


Рис. 9 – Результаты исследования НДС элементов штампа (задача 1): а – вертикальные перемещения; б – эквивалентные напряжения по Мизесу

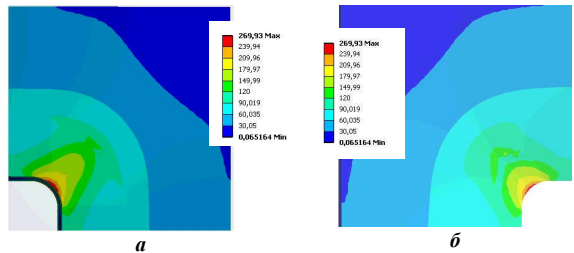


Рис. 10 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу в нижней базовой плите в плоскости сопряжения (задача 1): а – со сменным пакетом, б – с подштамповой плитой пресса

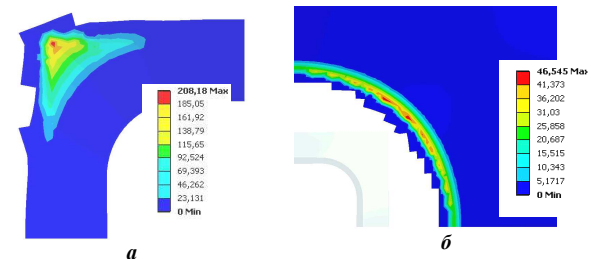


Рис. 11 – Результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов штампа – распределение контактных давлений (задача 1): а – в сопряжении сменного пакета и базовой плиты; б – в сопряжении подштамповой плиты пресса и базовой плиты штампа

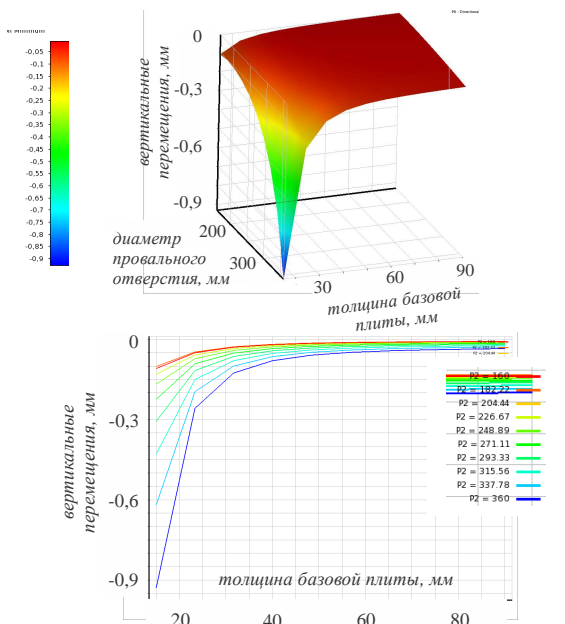


Рис. 12 – Зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (задача 1): изменение минимальных (максимальных по величине) вертикальных перемещений во всей подсистеме

1. Напряжения в элементах данной подсистемы концентрируются в зонах их механического контакта.

2. Напряжения и контактные давления распределяются по площадям контактного сопряжения существенно неравномерно.

3. Интегральные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (в данном случае – толщина базовой плиты и диаметр провального отверстия) соответствуют "гиперболическому" поведению: резкое возрастание при убывании объема материала детали ниже некоторого предела, практически неизменная величина – при возрастании этого объема выше некоторого другого предела и плавное изменение в переходном диапазоне.

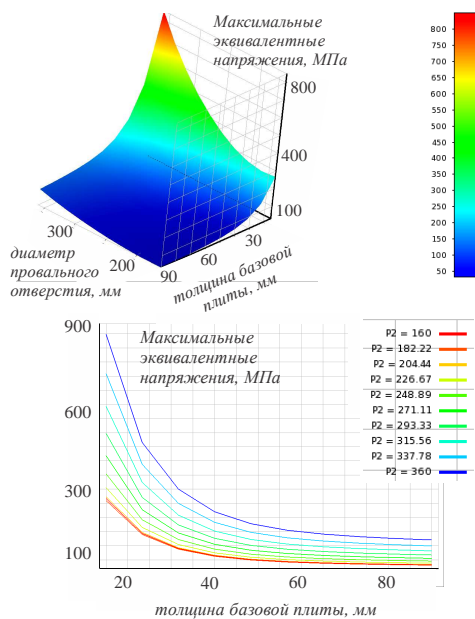


Рис. 13 – Зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров (задача 1): изменение максимальных эквивалентных напряжений в базовой плите штампа

Таким образом, полученные картины распределений характеристик напряженно-деформированного состояния ЭШО определяют наиболее нагруженные их зоны, а построенные поверхности отклика дают возможность решать задачу обоснования проектно-технологических параметров штампов по критериям стойкости, точности, прочности и жесткости.

Тестовая задача 2. Для исследования взаимодействия элементов подсистемы "нижняя базовая плита штампа – направляющие колонки" рассмотрим контактное взаимодействие тестовой конструкции, схема которой на рис. 14. Усилие штамповки, материал и размеры элементов штампа – те же, что и в задаче 1.

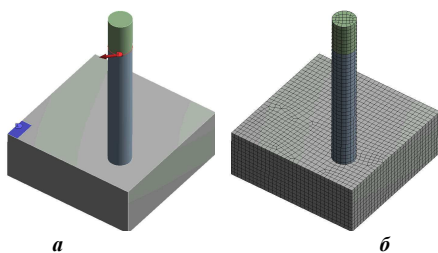


Рис. 14 – Взаимодействие направляющей колонки с нижней базовой плитой штампа:

а – геометрическая модель, б – конечно-элементная модель

Задача 2.1. Исследуется влияние усилия, действующего со стороны верхней базовой плиты штампа (параметр $p_1 = 0 \div 10$ кН) через втулку на уровне ее верхнего среза (на высоте 120 мм) под углом в плоскости плиты (параметр $p_2 = 0 \div \pi/4$). Втулка диаметром 20 мм посажена в нижней плите толщиной 45 мм с натягом (параметр $p_3 = 0.001, 0.005, 0.1, 0.2$ мм). Картины распределения компонент напряженно-деформированного состояния приведены на рис. 15–18, а на рис. 19–20 – зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров.

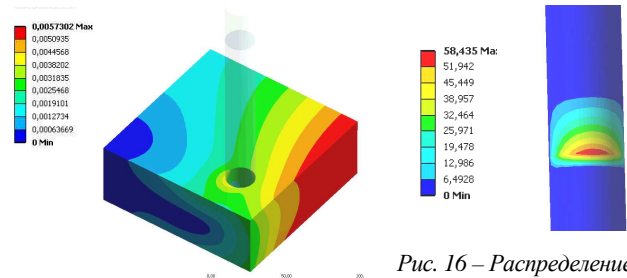


Рис. 15 – Распределение полных перемещений в нижней базовой плите штампа (задача 2.1)

Рис. 16 – Распределение контактных напряжений в сопряжении колонки с плитой штампа (задача 2.1)

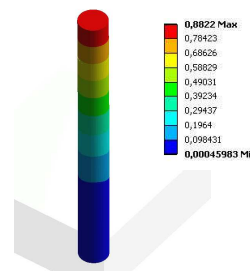


Рис. 17 – Распределение полных перемещений в колонке штампа (задача 2.1)

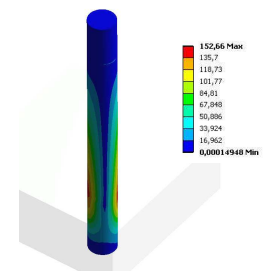


Рис. 18 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений в колонке штампа (задача 2.1)

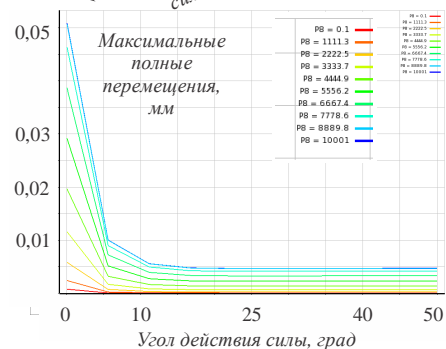
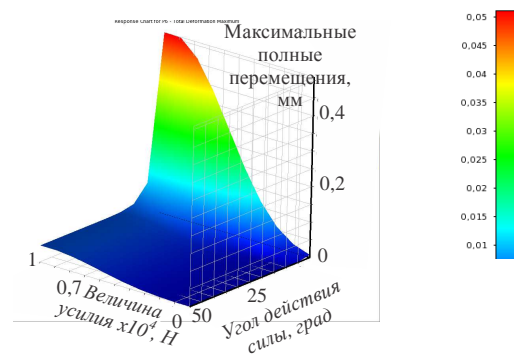


Рис. 19 – Зависимость полных перемещений верхнего среза колонки от параметров p_1, p_2 (задача 2.1)

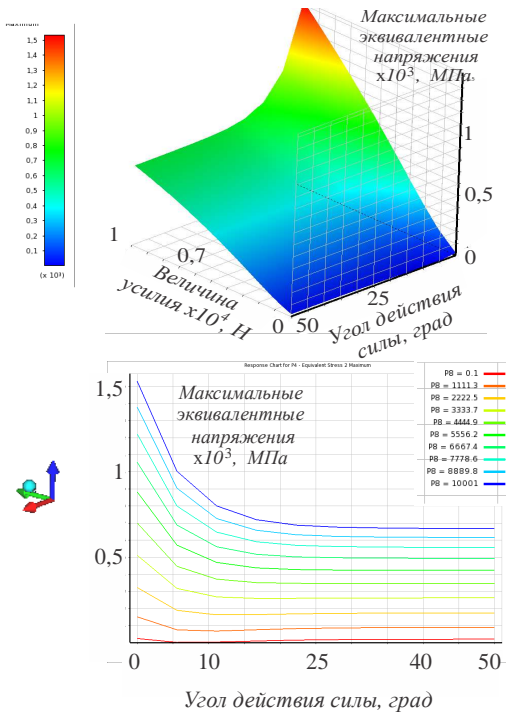


Рис. 20 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений от параметров p_1, p_2 (задача 2.1)

Как видно из представленных графиков и распределений, наблюдаются следующие закономерности.

1. Наиболее нагруженными от горизонтальных усилий зонами являются области, примыкающие к соединению колонок с плитами.

2. Контактные давления в сопряжении "колонка – плита" распределяются неравномерно, и чем меньше натяг, тем больше эта неравномерность.

Интегральные характеристики напряженно-деформированного состояния демонстрируют примерно такую же зависимость от конструктивных параметров, как и описанная выше (см. задачу 1) "гиперболическая" зависимость, и более равномерную и плавную – от параметров нагружения.

Задача 2.2. Исследуется влияние усилия, действующего со стороны верхней базовой плиты штампа (параметр $p_1 = 0 \div 10$ кН) через втулку на уровне ее верхнего среза (на высоте 120мм) под углом в плоскости плиты (параметр $p_2 = 0 \div \pi/4$). Втулка диаметром 20 мм посажена в нижней плите толщиной 45 мм при помощи клеевого состава (толщина слоя – параметр $p_3 = 2.0, 3.5, 5.0$ мм). В качестве фиксирующего состава применен состав на основе эпоксидной смолы ($E = 3,2 \cdot 10^3$ МПа, $\nu = 0,45$). На рис. 21-25 приведены результаты исследований.

На рис. 21, 22, 24, в частности, представлены распределения перемещений и напряжений в тестовой конструкции. Видно, что распределения контактного давления и напряжений в сопряжениях элементов штампов далеки от равномерных. Этот фактор существенным образом сказывается на НДС всех элементов штампов, находящихся во взаимодействии, и его нужно учитывать при формировании более адекватных, чем традиционные, расчетных схем элементов разделительных штампов.

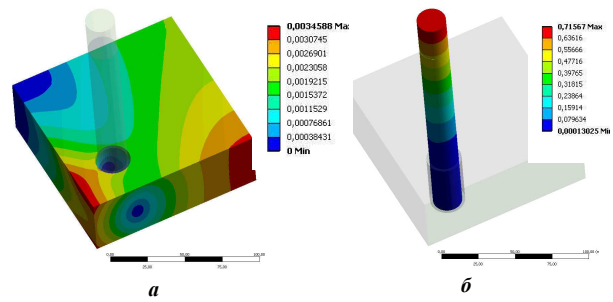


Рис. 21 – Распределение полных перемещений (задача 2.2): а – в нижней базовой плите, б – в колонке штампа

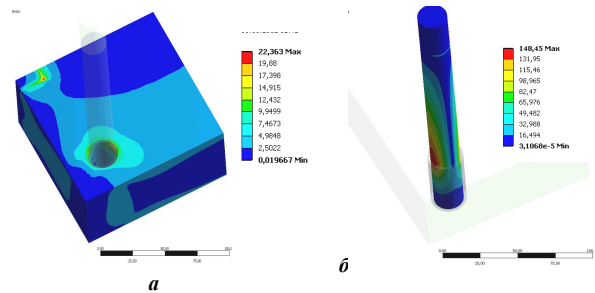


Рис. 22 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений (задача 2.2): а – в нижней плите, б – в колонке штампа

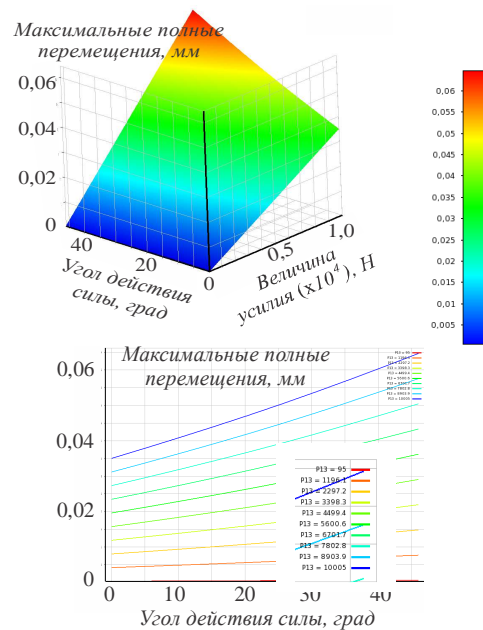


Рис. 23 – Распределение полных перемещений в нижней базовой плите штампа (задача 2.2)

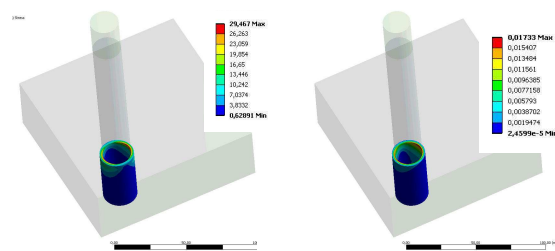


Рис. 24 – Распределение полных перемещений и эквивалентных (по Мизесу) напряжений в фиксирующем слое (задача 2.2)

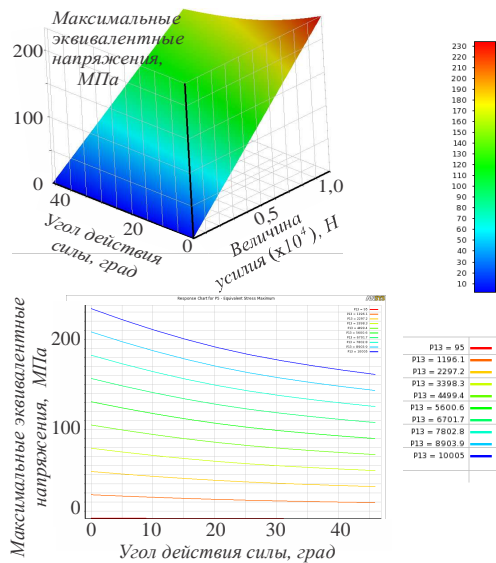


Рис. 25 – Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений в колонке штампа (задача 2.2)

Как следует из анализа полученных результатов, НДС данной подсистемы имеет свои особенности.

1. Напряжения в данном случае гораздо ниже, чем в случае посадки колонок с натягом.

2. Перемещения колонок от действия горизонтальных усилий выше, чем в случае посадки колонок с натягом.

3. Распределение напряжений в слое клеящего компаунда после полимеризации и приложения нагрузки в случае посадки колонок с натягом – неравномерное по высоте.

4. Несмотря на более низкий уровень напряжений, следует учитывать также и более низкий уровень механических характеристик материала клеяющего слоя по сравнению со свойствами металла, из которого изготовлены колонка и плита.

5. Интегральные зависимости характеристик напряженно-деформированного состояния данной подсистемы от всех варьируемых параметров носят примерно линейный характер.

Задача 3. Анализ напряженно-деформированного состояния элементов системы "подштамповая плита прессы – нижняя базовая плита – пакет – направляющие колонки – верхняя базовая плита". Описанные выше задачи являются ценными с точки зрения установления закономерностей изменения характеристик НДС элементов штамповой оснастки при варьировании отдельных проектно-технологических параметров или их множества. В то же время в созданные расчетные модели были объединены не все основные элементы штампа. В связи с этим требуется провести исследование напряженно-деформированного состояния с использованием модели более высокого уровня.

В частности, с этой целью была построена модель разделительного штампа в виде системы "подштамповая плита прессы – нижняя базовая плита – пакет – направляющие колонки – верхняя базовая плита" (рис. 26, в силу симметрии рассмотрена 1/4 конструкции, усилие штамповки – 10 кН). На рис. 27 приведены картины распределения контактного да-

вления в зонах k_2, k_3 (см. рис. 6), на рис 28 – k_1, k_2 .

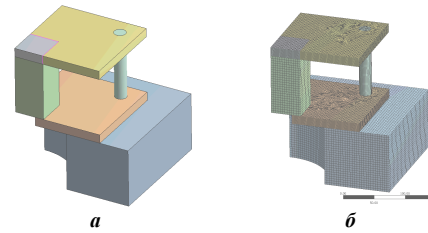


Рис. 26 – Разделительный штамп: а – геометрическая модель, б – конечно-элементная модель

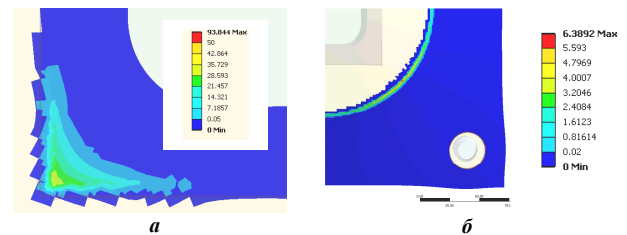


Рис. 27 – Картины распределения контактного давления в зонах: а – k_2 , б – k_4

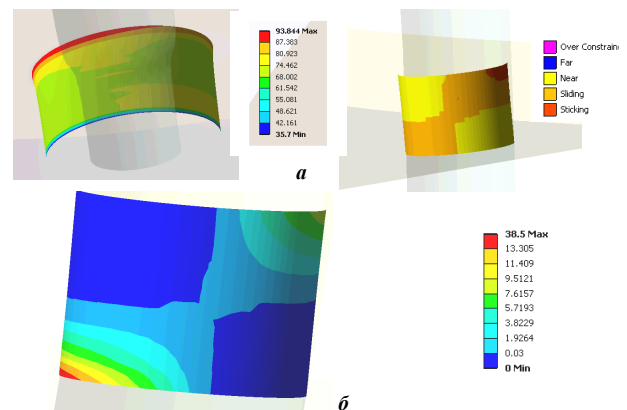


Рис. 28 – Картины распределения контактного давления в зонах: а – k_2 , б – k_1

Из представленных распределений видно, что отмеченные на частных моделях (см. задачи 1, 2) закономерности, а именно относительно существенно неравномерного распределения контактного давления в сопряжениях ЭШО, целиком и полностью подтверждаются. То же можно сказать и о распределении полных перемещений, эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 29). Из всей системы, как отмечалось выше, можно вычлнить картины НДС отдельных элементов (рис. 30–32). Они также дают основание подтвердить прогнозируемые особенности НДС, обоснованные на более частных моделях: о концентрации напряжении в зонах контактного взаимодействия отдельных элементов штампов и о значительных уровнях упругих перемещений.

Таким образом, можно заключить, что качественную картину распределения компонент НДС можно проанализировать по результатам исследования более полной модели штампа, в то время как количественные зависимости характеристик НДС от варьируемых параметров можно определять по результатам расчета с

применением частных моделей, менее громоздких, а, значит, и требующих меньше вычислительных затрат на компьютерное моделирование. В результате обеспечивается сбалансирование получаемых результатов и сложности создаваемых моделей на различных этапах проектных исследований.

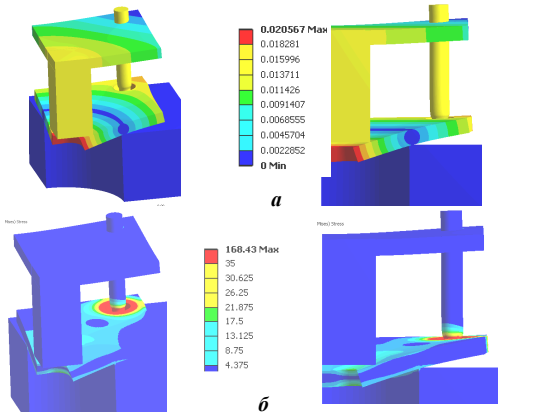


Рис. 29 – Картины распределения компонент НДС: а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

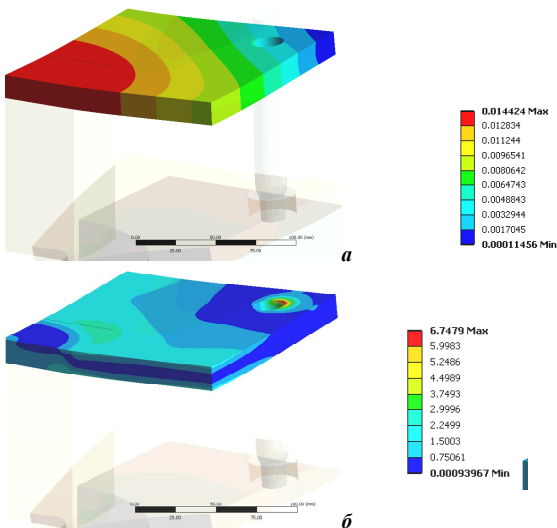


Рис. 30 – Картины распределения компонент НДС в верхней базовой плите: а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

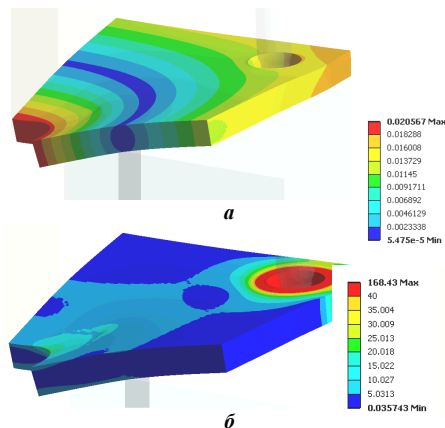


Рис. 31 – Картины распределения компонент НДС в нижней базовой плите: а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

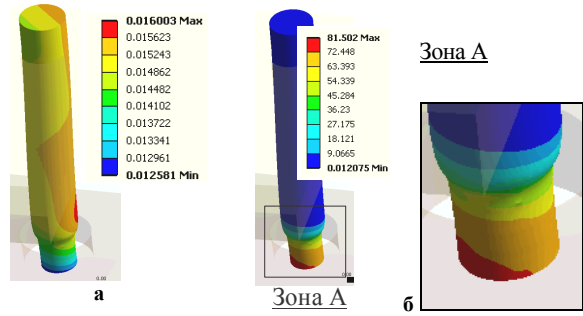


Рис. 32 – Картины распределения компонент НДС в направляющей колонке: а – полные перемещения, б – эквивалентные напряжения по Мизесу

Заклучение

В работе описана комплексная модель напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки. Получены результаты, позволяющие обосновать следующие выводы.

1. Для обеспечения возможности вариативности геометрических и численных моделей ЭШО интегрирован и адаптирован подход с применением метода обобщенного параметрического моделирования. Этим самым обеспечивается, в отличие от традиционных подходов, бесконфликтное построение моделей ЭШО в широком диапазоне варьирования их проектно-технологических параметров.

2. Разработан алгоритм повышения точности и оперативности численных исследований напряженно-деформированного состояния ЭШО оснастки за счет обоснования дифференцированного назначения условий контактного сопряжения при наличии множественных контактов деталей штампов. Этим самым обеспечивается, в отличие от традиционных подходов, возможность проведения многовариантных численных исследований ЭШО на этапах проектирования параллельно с остальными работами.

3. Созданный СПМК отличается от известных гибкой модульной структурой, сочетающей, с одной стороны, развитые средства геометрического и конечно-элементного моделирования универсальных CAD/CAM/CAE-систем, с одной стороны, и нацеленность на объект – элемент штамповой оснастки – за счет специализированных программных модулей, – с другой. Благодаря такой структуре удается получить новое качество исследований – бесконфликтное оперирование с большими объемами информации. Кроме того, перенацеливание на новый объект исследований, в отличие от универсальных или специальных CAD/CAM/CAE-систем, требует доработки только отдельных модулей. Также новой отличительной особенностью созданного специализированного программно-модельного комплекса является наличие пополняемой базы данных, которая аккумулирует результаты предшествующих исследований, в еще большей степени повышает оперативность расчетов и снижает их объем, а также создает предпосылки для построения экспертных систем и баз знаний по обоснованию проектных решений элементов штамповой оснастки по критериям стойкости, прочности, жесткости и точности выполнения технологических операций.

4. В работе представлен подход к созданию комплексных расчетных схем ЭШО. Они отличаются от традиционных расчетных схем включений в единую интегрированную расчетную схему всех основных элементов разделительных штампов, причем с учетом их контактного взаимодействия: значения контактных давлений определяются в ходе решения, контактной задачи, а не задаются заранее известными.

5. На примере ряда частных моделей ЭШО определены особенности их НДС с учетом контактного взаимодействия. В частности, установлено существенно неравномерное распределение контактных давлений, перемещений и напряжений, причем концентрация контактных давлений и напряжений наблюдается в зоне контактирования отдельных элементов штампов.

6. Получены зависимости интегральных характеристик НДС элементов штамповой оснастки (максимальные перемещения, контактные давления и напряжения) от варьируемых проектно-технологических параметров, как правило, зависимость от конструктивных параметров носит "гиперболический" характер, а от технологических – близкий к линейной зависимости.

7. Предложена и реализована в виде СПМК технология исследований, дающая возможность проведения многовариантных исследований НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия.

8. В созданный СПМК интегрирована специализированная база данных, в которой хранятся результаты исследований напряженно-деформированного состояния ЭШО.

9. В ходе моделирования НДС элементов РШ при помощи метода конечных элементов на модели более высокого уровня подтверждены все основные особенности распределения контактных давлений, полных перемещений и напряжений, определенные при помощи менее громоздких моделей, состоящих из 2-3 элементов непосредственно взаимодействующих штампов. Это свидетельствует о возможности использования зависимостей характеристик НДС от варьируемых параметров, полученных на этих более простых моделях, при проведении проектных исследований. При этом на завершающей их стадии, несомненно, требуется проведение проверочных расчетов с применением расчетной модели более высокого уровня.

В ходе дальнейших исследований планируется провести анализ НДС элементов разделительных штампов с учетом контактного взаимодействия на основе описанной в работе комплексной расчетной схемы.

Список литературы

1. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 „Процеси та машини обробки тиском” / Н.А. Дьоміна – Харків, 2011. – 20 с.
2. Заярченко Е.И. Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярченко Евгений Иванович. – Харьков, 1992. – 280 с.
3. Ищенко О.А. Базовые плиты разделительных штампов: напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия / О.А. Ищенко, Н.А. Деміна, А.В. Грабовський и др. // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2011. – № 51. – С. 50-58.
4. Ищенко О.А. Контактное взаимодействие элементов штампов для разделительных операций / О.А. Ищенко // Моделювання процесів в

металургії. – 2015. – № 1. – С. 93-96.

5. Ищенко О.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния базовых плит разделительных штампов / О.А. Ищенко, Н.А. Деміна, А.В. Грабовський, Н.А. Ткачук // КШП. ОМД (Москва). – 2012. – №9. – С. 40-44.

6. Борисевич В.К. Анализ разделительных процессов листовой штамповки / В.К. Борисевич, В. В. Драгобецкий // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2009. – № 12. – С. 9-12.

7. Zhang L.C. A new mechanics model of stamping a thin strip on an elastic foundation/ L.C. Zhang, Zhongqin Lin // International Journal of Solids and Structures. – 1997. – 34(3). – P. 327-339.

8. Kardes N. Determining the flow stress curve with yield and ultimate tensile strengths. Part I / N. Kardes, C. Choi, X. Yang, T. Altan // STAMPING Journal. – May/June. – 2011. – P. 12-13.

9. Kardes N. Determining the flow stress curve with yield and ultimate tensile strengths. Part II / N. Kardes // STAMPING Journal. – July/August. – 2011. – P. 14-15.

10. Oujebbour F.-Z. Multicriteria shape design of a sheet contour in stamping / F.-Z. Oujebbour, A. Habbal, R. Ellaia, Z. Zhao // Journal of Computational Design and Engineering. – 2014. – Vol. 1. – No 3. – P. 187-193.

11. Liu W. Multi-objective optimization of sheet metal forming process using Pareto-based genetic algorithm / Liu W., Yang Y. // Journal of Materials Processing Technology. – 2008. – 208(1). – P. 499-506.

12. Azaoui M. An heuristic optimization algorithm for the blank shape design of high precision metallic parts obtained by a particular stamping process/ Azaoui M., Naceur H., Delamézière A., Batoz J.L., Belouettar S. // Finite Elements in Analysis and Design. – 2008. – 44(14). – P. 842-850.

13. Lin B.T. Application of an integrated CAD/CAE/ CAM system for stamping dies for automobiles / Lin B.T., Kuo C.C. // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2008. – No 35(9-10). – P. 1000-1013.

14. Hamdaoui M. POD surrogates for real-time multi-parametric sheet metal forming problems / Hamdaoui M., Le Quilliec G., Breitkopf P., Villon P. // International Journal of Material Forming. – 2013. – P. 1-22.

15. Ткачук Н.А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, А.Д. Чепурной [и др.] // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57-79.

16. Washizu K. Variational Methods in Elasticity and Plasticity. Oxford etc.: Pergamon Press, 1982. – 342 p.

17. Сокольников И.С. Тензорный анализ (теория и применения в геометрии и в механике сплошных сред) / И.С. Сокольников. – М.: Наука, 1971. – 376 с.

18. Колтунов М.А. Прикладная механика деформируемого твердого тела / Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. – М.: Высш. школа, 1983. – 349 с. – 264 с.

19. Карманов В. Г. Математическое программирование / Карманов В. Г. – М.: Наука, 1980. – 258 с.

20. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с.

21. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Перев. с англ. под ред. Б.Е. Победри./ О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 542.

22. Ищенко О.А. Формирование комплексных розрахункових моделей елементів штампів для розподілових операцій / О.А. Ищенко, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський, Н.А. Деміна // Вестник НТУ „ХПИ”. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ „ХПИ”. – 2016. – № 12 (1184). – С. 23-30.

Bibliography (transliterated)

1. D'omina N.A. Udoshkonalennya metodiv rozrakhunku elementiv shtampovoho osnashchennya na osnovi analizu yikh napruzhenno-deformovanoho stanu: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.03.05 „Protsesty ta mashyny obrobky tyskom” / N.A. D'omina – Kharkiv, 2011. – 20 p.
2. Zajarnenko E.I. Razrabotka matematicheskikh modelej i raschety na prochnost' razdelitel'nyh perenalazhivaemykh shtampov: diss... doktora. tehn. nauk: spec. 01.02.06 i 05.03.05 / Zajarnenko Evgenij Ivanovich. – Kharkov, 1992. – 280 p.
3. Ishhenko O.A. Bazovye plity razdelitel'nykh shtampov: naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie s uchetom kontaktnogo vzaimodejstvija / O.A. Ishhenko, N.A. Demina, A.V. Grabovskij i dr. // Vestnik NTU "KhPI". – Kharkov: NTU "KhPI". – 2011. – No 51. – P. 50-58.
4. Ishhenko O.A. Kontaknoe vzaimodejstvie jelementov shtampov dlja razdelitel'nykh operacij / O.A. Ishhenko // Modeljuvannja procesiv v metalurgii. – 2015. – No 1. – P. 93-96.

5. **Ishhenko O.A.** Modelirovanie naprjazhenno-deformirovanogo sostojanija bazovyh plit razdelitel'nyh shtampov / **O.A. Ishhenko, N.A. Demina, A.V. Grabovskij, N.A. Tkachuk** // KShP. OMD (Moscow). – 2012. – No 9. – P. 40-44.
6. **Borisevich V.K.** Analiz razdelitel'nyh processov listovoj shtampovki / **V.K. Borisevich, V. V. Dragobekij** // Kuznechno-shtampovnoe proizvodstvo. Obrabotka materialov davleniem. – 2009. – № 12. – P. 9-12.
7. **Zhang L.C.** A new mechanics model of stamping a thin strip on an elastic foundation/ **L.C. Zhang, Zhongqin Lin** // International Journal of Solids and Structures. – 1997. – 34(3). – P. 327-339.
8. **Kardes N.** Determining the flow stress curve with yield and ultimate tensile strengths. Part I / **N. Kardes, C. Choi, X. Yang, T. Altan** // STAMPING Journal. – May/June. – 2011. – P. 12-13.
9. **Kardes N.** Determining the flow stress curve with yield and ultimate tensile strengths. Part II / **N. Kardes** // STAMPING Journal. – July/August. – 2011. – P. 14-15.
10. **Oujebbour F.-Z.** Multicriteria shape design of a sheet contour in stamping / **F.-Z. Oujebbour, A. Habbal, R. Ellaia, Z. Zhao** // Journal of Computational Design and Engineering. – 2014. – Vol. 1. – No 3. – P. 187-193.
11. **Liu W.** Multi-objective optimization of sheet metal forming process using Pareto-based genetic algorithm / **Liu W., Yang Y.** // Journal of Materials Processing Technology. – 2008. – 208(1). – P. 499-506.
12. **Azaoui M.** An heuristic optimization algorithm for the blank shape design of high precision metallic parts obtained by a particular stamping process/ **Azaoui M., Naceur H., Delamézière A., Batoz J.L., Belouettar S.** // Finite Elements in Analysis and Design. – 2008. – 44(14). – P. 842-850.
13. **Lin B.T.** Application of an integrated CAD/CAE/ CAM system for stamping dies for automobiles / **Lin B.T., Kuo C.C.** // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2008. – № 35(9-10). – P. 1000-1013.
14. **Hamdaoui M.** POD surrogates for real-time multi-parametric sheet metal forming problems / **Hamdaoui M., Le Quilliec G., Breikopf P., Villon P.** // International Journal of Material Forming. – 2013. – P. 1-22.
17. **Sokol'nikov I.S.** Tenzornyj analiz (teorija i primeneniya v geometrii i v mehanike sploshnyh sred) / **I.S. Sokol'nikov.** – Moscow: Nauka, 1971. – 376 p.
18. **Koltunov M.A.** Prikladnaja mehanika deformiruemogo tverdogo tela / **Koltunov M.A., Kravchuk A.S., Majboroda V.P.** – Moscow: Vyssh. shkola, 1983. – 349 p. – 264 p.
19. **Karmanov V.G.** Matematicheskoe programmirovaniye / **Karmanov V.G.** – Moscow: Nauka, 1980. – 258 p.
20. **Romanovskij V.P.** Spravochnik po holodnoj shtampovke / **V.P. Romanovskij.** – Leningrad: Mashinostroenie, 1979. – 520 p.
21. **Zenkevich O.** Metod konechnykh jelementov v tehnikе. Pe-rev. s angl. pod red. B.E. Pobedri/ **O. Zenkevich.** – Moscow: Mir, 1975. – 542 p.
22. **Ishhenko O.A.** Formirovanie kompleksnyh rozrahunko-vih modelej elementiv shtampiv dlja rozpodilovyh operacij / **O.A. Ishhenko, G.V. Tkachuk, A.V. Grabovskij, N.A. Demina** // Vestnik NTU "KhPI", Serija: Novi rishennja v suchasnihi tehnolo-gijah. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2016. – No 12 (1184). – P. 23-30.

Надійшло (received) 10.09.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Параметрические модели для компьютерного моделирования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки / **О.А. Ищенко, Н.Н. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Н.А. Демина, А.А. Зарубина** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 31(1140). – С. 66-78. – Библиогр. 22 назв. – ISSN 2079-0775.

Parametric models for computer modeling of the contact interaction between dies tooling elements / **Ishchenko O., M.M. Tkachuk, A. Grabovskiy, M.A. Tkachuk, N. Demina, A. Zarubina** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 66-78. ISSN 2079-0775.

Параметричні моделі для дослідження контактної взаємодії елементів штампового оснащення / **О.А. Ищенко, М.М. Ткачук, А.В. Грабовський, М.А. Ткачук, Н.А. Деміна, А.О. Зарубіна** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 66-78. – Бібліогр. 22 назв. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів (About authors)

Ищенко Ольга Анатоліївна – ст. викладач кафедри вищої математики та фізики, Таврійський Державний агротехнологічний університет, Мелітополь

Ishchenko Olga – Senior Lecturer, Higher Mathematics and Physic Department, Tavria State Agrotechnological University, Melitopol

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Tkachuk Mykola Mykolayovych – Ph.D., NTU "KhPI", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Ткачук Микола Анатоліївович – доктор технічних наук, професор, НТУ "ХПІ", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, NTU "KhPI", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Деміна Наталія Анатоліївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри вищої математики та фізики, Таврійський Державний агротехнологічний університет, Мелітополь

Demina Nataliya – candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, Higher Mathematics and Physic Department, Tavria State Agrotechnological University, Melitopol

Зарубіна Алла Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, НТУ "ХПІ", професор кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01

Zarubina Alla – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, NTU "KhPI", Professor at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01

УДК 623.438.2

О.М. КАЛІНІН, В.В. КОСТЮК, П.О. РУСІЛО, Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ

СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ САМОХІДНИХ ДИСТАНЦІЙНО-КЕРОВАНИХ МАШИНИ ДЛЯ ПОТРЕБ ЗБРОЙНИХ СИЛ УКРАЇНИ

У статті розглядається стан і перспективи розвитку спеціальних самохідних дистанційно-керованих машин військового призначення, які прийняті на озброєння армій провідних країн світу, акцентована увага на розподіл за класами відповідно за призначенням, типовим озброєнням та тактико-технічними характеристиками. Аналізуються загальносвітові тенденції у сфері створення робототехнічних засобів для спеціальних машин військового призначення. Визначено широке коло бойових завдань, спектр спеціального обладнання, основні вимоги до створення бойової дистанційно-керованої платформи.

Ключові слова: дистанційно-керована машина, дистанційно-керована платформа, машина військового призначення

The state and prospects of development of the special self-propelled remotely guided machines of military-oriented, which are accepted on the armament of armies of leading countries of the world, is examined in the article, attention is accented on distributing after classes accordingly on purpose, by a typical armament and tactic-technical descriptions. World tendencies are analyzed in the field of creation of robot-technical facilities for the special machines of military-oriented. Certainly wide circle of combat missions, spectrum of the special equipment, the basic requirements to creation of the battle remotely guided platform.

Keywords: remotely guided machine, remotely guided platform, machine of military-oriented.

В статье рассматривается состояние и перспективы развития специальных самоходных дистанционно-управляемых машин военного назначения, которые приняты на вооружение армий ведущих стран мира, акцентировано внимание на распределение за классами соответственно по назначению, типичным вооружением и тактико-техническими характеристиками. Анализируются общемировые тенденции в сфере создания робототехнических средств для специальных машин военного назначения. Определено широкий круг боевых заданий, спектр специального оборудования, основные требования к созданию боевой дистанционно-управляемой платформы.

Ключевые слова: дистанционно управляемая машина, дистанционно управляемая платформа, машина военного назначения

Вступ. Постановка проблеми

Виникнення нового виду загроз національній безпеці приводить до постійного розвитку форм і способів ведення збройної боротьби і зумовлює необхідність створення перспективних систем (комплексів, зразків) озброєння та військової техніки відповідно до потреб війська. Однією з умов участі у сучасних збройних конфліктах, а також проведення антитерористичних (контртерористичних) та міжнародних миротворчих операцій повинно стати успішне виконання завдань сухопутними підрозділами з мінімальними втратами особового складу. Для цього провідні країни світу значну увагу приділяють створенню наземних роботизованих систем (НРС) військового призначення.

Впровадження НРС у війська зумовлено такими чинниками:

– зміною характеру бойових дій і необхідністю підвищення розвідувальних та вогневих можливостей збройних сил під час дій в міських умовах;

– збереження особового складу під час дії в потенційно небезпечній обстановці, коли є ймовірність обстрілу або підриву вибухових пристроїв: намаганням замінити військовослужбовця роботом під час виконання низки небезпечних завдань – розмінування, виявлення та знешкодження небезпечних предметів, дії в умовах вогневого протистояння тощо;

– активним розвитком цифрових та інформаційних технологій, штучного інтелекту тощо.

Одним із перспективних напрямків розвитку НРС військового призначення є самохідні

дистанційно-керовані машин (ДКМ). Досвід використання ДКМ в Іраку та Афганістані доказав їхню ефективність під час вирішення низки завдань. У першу чергу – це відеоспостереження і розвідка під час проведення бойових і спеціальних операцій в умовах міської забудови.

Сучасна воєнно-політична обстановка в Україні характеризується підвищеним рівнем регіональної конфліктності, небезпекою виникнення внутрішніх збройних конфліктів, виникнення локальних війн, загостренням зовнішньої агресії зі сторони Росії. Тому проблема оснащення підрозділів Сухопутних військ Збройних сил (ЗС) України самохідними ДКМ, технічні характеристики яких відповідають характеру завдань, що фактично вирішують СВ ЗС України у так званій "гібридній" війні з Росією і сучасних воєнних конфліктах, є актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Широке впровадження безекіпажних наземних дистанційно-керованих машин у всі роди військ армій провідних держав пояснюється перш за все необхідністю скорочення втрат особового складу.

На даний час наземні ДКМ розрізняються розмірами, переліком завдань, що виконуються, конструкцією шасі, конфігурацією корпусу. За ступенем автоматизації машини можуть бути дистанційно керованими, а також автономними, які

© Калінін О.М., Костюк В.В.,
Русіло П.О., Варванець Ю.В., 2016

діють за попередньо встановленою в бортовий комп'ютер програмою. Згідно функціонального призначення всі машини можна поділити на розвідувальні, бойові, інженерні і тилові.

У роботі [1] аналізуються поточний стан і загальносвітові тенденції у сфері створення малорозмірних робототехнічних засобів забезпечення розвідувальних операцій. Виділяються основні принципи і перспективи розвитку мобільних міні-роботів (ММР): універсальність базових модифікацій, модульність побудови шасі в цілому, гнучкість і адаптується під конкретні завдання, часткова або повна автономність системи управління.

У роботі [2] розглядаються ізраїльські дистанційно-керовані машини (ДКМ) сімейства "Guardium", приведені їхні основні тактико-технічні характеристики (ТТХ), перераховані завдання, які вони вирішують на полі бою: ведення розвідки і спостереження, вогнева підтримка і боротьба з мінами і саморобними вибуховими пристроями тощо. Крім колісних важка бойова дистанційно-керована наземна гусенична машина робот AvantGuard UGCV створена для виконання наземних завдань під час маневрових бойових дій. Вона має високу маневреність на бездоріжжі, бойова маса – 1746 кг, вантажопідйомність – 1088 кг, швидкість – 20 км/год, озброєна кулеметом.

Дистанційно-керованим машинам "Пэкбот" ранніх серій присвячена перша частина роботи [3]. Зокрема, приведені їхні основні тактико-технічні характеристики, перераховані вирішувані завдання, представлена інформація про системи управління такими ДКМ, розглянуті основні види виконавчих пристроїв, маніпуляторів і навісного устаткування, яке використовується для вирішення завдань під час бойового застосування апаратів. У продовженні даної роботи [4] розглядаються наземні малогабаритні ДКМ, які отримують все більш широке застосування для вирішення завдань, зв'язаних з ризиком для життя військовослужбовців: розвідка місцевості і об'єктів в труднодоступних місцях, пошук, ідентифікація і знешкодження вибухових речовин і саморобних вибухових пристроїв тощо.

У роботі [5] розглядаються стан і плани розвитку наземних робототехнічних комплексів США. Плани керівництва Міністерства оборони США передбачають поетапне створення робототехнічних засобів покращених параметрів всіх типів робототехніки до 2035 р.

Формування мети статті

Визначити ролі і місця бойових дистанційно-керованих машин в сучасних збройних конфліктах і локальних війнах, основні завдання, що покладаються на ДКМ, проаналізувати світові тенденції їхнього розвитку і визначити загальні принципи побудови ДКМ, розглянути пропозиції щодо розроблення бойової дистанційно-керованої машини вітчизняними виробниками.

Виклад основного матеріалу

Згідно функціонального призначення всі ДКМ можна поділити на розвідувальні, бойові, інженерні і тилові:

- наземні розвідувальні призначені для спостереження за обстановкою, пошуку цілей та їх розпізнавання;

- інженерні ДКМ масою більше 200 кг виконують завдання розмінування і здійснення проходів. Машина розмінування масою 5,32 т призначена для знешкодження протипіхотних мін і боєприпасів, що не розірвалися.

- бойові ДКМ оснащені стрілецькою зброєю або засобами ближнього бою;

- тилові призначені для матеріально-технічного забезпечення військ, доставки і установки у потрібному місці легких вантажів або спецзасобів, перевезення особового складу.

На даний час наземний роботизований комплекс складається з бойової дистанційно-керованої машини (БДКМ) і пульта управління. БДКМ розрізняються розмірами, масою, переліком завдань, що виконуються, конструкцією шасі, конфігурацією корпусу, озброєнням, радіусом дії та захищеністю (рис. 1).

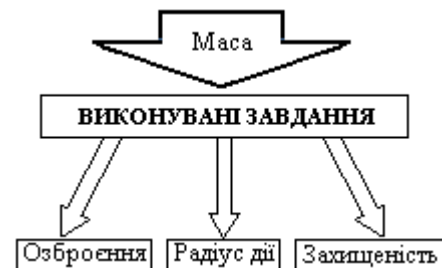


Рис. 1 – Ключові характеристики класифікації бойових дистанційно-керованих машин

За сукупними ключовими характеристиками усі бойові ДКМ можна розділити на класи: легкого, середнього і важкого. Кожен із класів характеризується призначенням, типовим озброєнням і основними тактико-технічними характеристиками. Призначення дистанційно-керованих машин легкого класу: розвідка, розмінування, виявлення і придушення ворожих снайперів, орієнтація на бойові дії на малих дистанціях. Типове озброєння: малокаліберний кулемет, однозарядний гранатомет, спеціальне обладнання для розмінування (рис. 2).

Основні тактико-технічні характеристики: малі габарити і маса, відсутність бронювання, можливість перенесення або перевезення легковим транспортом.

Модульна конструкція ДКМ "MAARS" (виробник США) дозволяє використовувати одні і ті ж вузли для створення систем різного призначення. Шасі виконано у вигляді монолітної рами на якій змонтовано полегшений блок електроніки і акумуляторних батарей. Машина маневрена, має підвищену прохідність і живучість, удосконалену систему керування, обзору та оповіщення. Маса машини 160 кг,

швидкість руху – 12 км/год. На шасі встановлюється маніпулятор вантажністю до 54 кг, який використовують для нейтралізації саморобних вибухових пристроїв, або модуль озброєння. Крім того, на гусеничному шасі ДКМ "MAARS" змонтовані система супутникової навігації, камери денного і нічного бачення, тепловізор, лазерний далекомір, засоби зв'язку й обміну даними. Керування може здійснюватися оператором з дистанційного пульта по оптоволоконному кабелю на відстані до 300 м, або по радіоканалу на відстані до 800 м, а у випадку використання направленої антени дальність дії збільшується до 1200 м. Час безперервного функціонування у звичайному режимі становить 8,5 годин.

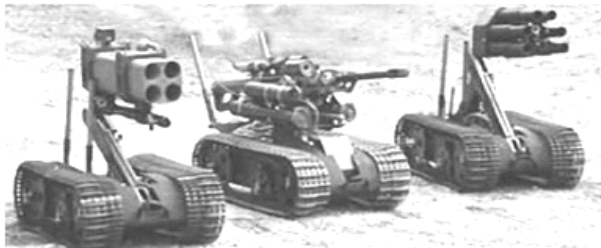


Рис. 2 – Бойові дистанційно-керовані машини легкого класу

Наземні розвідувальні мобільні міні-роботи масою максимум 20 кг. Таке обмеження витікає з вимог транспортування всього робото-технічного комплексу разом з постом управління силами однієї, максимум двох людей. Невелика маса розкриває особливості, які виділяють цей клас серед інших робото-технічних комплексів (РТК): оперативна доставка і розгортання комплексу, мала помітність для противника, висока рухомість.

Бойові дистанційно керовані машини середнього класу використовуються для ведення розвідки боєм, бойових дій при різних кліматичних умовах у складі армійських формувань, виявлення і придушення ворожих вогневих точок, боротьби з живою силою та легкою бронетехнікою.

Типове озброєння: крупнокаліберний кулемет, автоматичний гранатомет калібром до 40 мм, переносний ПТРК (рис. 3).

Основні тактико-технічні характеристики: маса до 3 т, можливість перевезення вантажним транспортом, захист від малокаліберного озброєння, висока прохідність, швидкість та маневреність, великий запас ходу, робота від двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) або гібридного дизель-електричного двигуна, середній радіус дії 5–7 км.

Бойовий робот-автомобіль "Guardium" (виробник Ізраїль) призначений для патрулювання, підтримки колон і піхоти, розвідки, евакуації поранених тощо. ДКМ "Guardium" може перевозити майже 300 кг вантажу. Швидкість руху – 80 км/год. Машина може в автономному режимі патрулювати вулиці з розпізнаванням перехресть і шляхової розмітки. Цей робот може контролювати обстановку на дорогах завдяки відеокамерам, які постійно сканують простір і обертаються на 360°. У випадку

виявлення підозрілого руху вона подає сигнал оператору, який керує роботом за допомогою джойстика і приймає рішення на відкриття вогню. ДКМ оснащена камерою нічного бачення і тепловізійними датчиками, досконалим цілодобовим електронно-оптичним комплексом спостереження і наведення, а також дистанційно керованою системою озброєння: 12,7-мм кулемет або 40-мм автоматичний гранатомет та інші види зброї. Відео камери здатні працювати в оптичному, в інфрачервоному діапазонах, а також як радари. Спосіб пересування – 4x4, двигун 4-тактний дизель, маса – 1,4 т, бронювання – протикульове, автономність – 103 години постійного руху.



а



б

Рис. 3 – Бойові дистанційно керовані машини середнього класу:

а – існуючий вигляд; б – перспективний вигляд

Бойові дистанційно керовані машини середнього класу мають масу від 500 до 3000 кг.

Російські фахівці створили мобільний робото-технічний комплекс МРК-002-БГ-57 (рис. 4). Цей комплекс є універсальною платформою, яка використовується для ведення військової розвідки, знаходження і знищення стаціонарних і рухомих цілей, вогневої підтримки підрозділів, патрулювання та охорони важливих об'єктів. Комплекс має можливість наведення зброї, супроводження та враження цілей в автоматичному і півавтоматичному режимах управління, оснащений оптико-електронною і радіолокаційною станціями розвідки. До складу новітнього бойового комплексу входять засоби диференційованого бронювання шасі і платформи для зброї. Комплекс забезпечує можливість ведення бойових дій у нічний час доби без демаскуючих факторів.

Комплекс озброєний станковим кулеметом "Корд" або "Утес" калібру 12,7-мм, а також може комплектуватися танковим кулеметом ПКТ калібру 7,62-мм або 30-мм станковим автоматичним гранатометом АГ-17А або АГ-30/29. Набої до станкового кулемету – 300, танкового кулемета – 500 набоїв.

До складу спеціального обладнання входить: лазерний далекомір, гідростабілізатори платформи для зброї, тепловізор, балістичний обчислювач. Балістичний обчислювач забезпечує точність стрільби, а також можливість роботи комплексу в складних топографічних і метеорологічних умовах у

будь-який час доби. Робототехнічний комплекс має функцію автоматичного захоплення і можливість ведення до десяти цілей під час руху. Ціль утримується при переміщенні поворотної платформи на 360 градусів. Швидкість переміщення поворотної платформи для зброї – 60 град./с.



Рис. 4 – МРК-002-БГ-57

Резервне живлення дозволяє комплексу працювати автономно до 10 годин під час руху і у "сплячому режимі" до 7 діб. Запас руху – 250 км. Робочий діапазон температур від -40 до $+50^{\circ}\text{C}$. Максимальна дальність керування – 5000 м. Швидкість руху по місцевості – 35 км/год. Габаритні розміри – $3000 \times 1800 \times 12650$ мм. Маса у спорядженому стані становить 1100 кг.

Бойові ДКМ важкого класу використовуються для боротьби з живою силою, бронетехнікою, авіацією на малих висотах, ведення бойових дій при різних кліматичних умовах у складі армійських формувань, знаходження, позначення та знищення протитанкових мін.

Типове озброєння: малокаліберні гармати (20–30 мм), автоматичні гранатомети калібром до 40 мм, важкі протитанкові ракетні комплекси і зенітно-ракетні комплекси близького радіуса дії (рис. 5).



Рис. 5 – Бойові дистанційно керовані машини важкого класу

Основні тактико-технічні характеристики: маса обмежена нормами перевезення авіатранспортом і не більше ніж 3 т, захист від автоматичних малокаліберних гармат у передній півсфері, робота від ДВЗ або гібридного дизель-електричного двигуна, висока прохідність, запас ходу становить декілька сотень кілометрів, середній радіус дії досягає десятки кілометрів, можливий супутниковий зв'язок.

Американська протимінна ДКМ XM1218 призначена для тилового забезпечення збройних сил США (рис. 6). Ці машини розроблені на уніфікованій 6-колісній (3x3) платформі. Роботизований апарат машини призначений для знаходжен-

ня, позначення та знищення протитанкових мін.



Рисунок 6 – ДКМ XM1218

Бойова робототехнічна машина XM1219

Бойова робототехнічна машина XM1219 (ARV-A-L) розроблена на загальній 6-колісній платформі, оснащена ПТРК і 7,62-мм кулеметом. Гелікоптер CH-47 може одночасно транспортувати 2 машини. ДКМ ARV-A-L є автономними і призначені для швидкого створення бойового простору та забезпечення захисту військ, що підвищує оперативну і тактичну гнучкість.

Перший варіант гусеничного робота проекту "Тактичний безпілотний сухопутний апарат" (Gladiator, США) – це невеликий апарат з системою дистанційного управління, відеокамерою і малопотужним бензиновим двигуном, має проти кульне бронювання. В якості озброєння використовується кулемет гвинтівочного калібру.

Другий варіант цієї машини під назвою Gladiator-2 отримав повністю нову шестиколісну ходову частину з дизельним двигуном. Крім кулемета калібру 12,7-мм машина оснащена денною і нічною системою спостереження, димовими гранатометами. Обладнання розташоване на стабілізованій платформі. Геометричні розміри машини без додаткового обладнання досягли $1,8 \times 1,35 \times 1,2$ м, а бойова маса становить майже 1000 кг.

Маса третього варіанту ДКМ Gladiator у повністю спорядженому стані становить 3000 кг. В конструкції машини електрична трансмісія. Зменшення шуму машини відбулося за рахунок використання акумуляторних батарей.

Броньований наземний апарат Crusher (США) є найбільш потужним роботом (рис. 7).



Рис. 7 – Броньований робот Crusher

Машина здатна долати будь-які перешкоди там, де не зможе проїхати ні один інший робот. Бойова маса машини 6500 кг, розвиває швидкість

42 км/год за 7 секунд. Робот має програму долаття перешкод, датчики крену та інші сенсори.

На ДКМ "Crusher" встановлені 6 камер для спостереження місцевості, по якій він рухається. Машина управляється оператором, який знаходиться від неї в декількох кілометрах. Оператор знаходиться всередині мобільного поста управління перед екраном комп'ютера і натискаючи на педаль газу і повертаючи рульове колесо, виконує майже ті функції, як і під час водіння звичайного автомобіля.

Машина може рухатися і самостійно, без втручання оператора, переміститися на пересіченій місцевості з однієї точки в іншу за допомогою GPS або по завчасно закладеним у пам'ять картам. Якщо на шляху виникає перешкода, то вона самостійно прокладає об'їзний шлях навколо цієї перешкоди.

Машина має розміри 5,1×2,6×1,52 м і кліренс 0,41 м. Кузов виконано із сплаву алюмінію, який використовується в космічних технологіях, а каркас із зміцненого титану. Шасі має шестиколісну базу з незалежною підвіскою. Кожне колесо поворотне і може незалежно переміщатися у вертикальній площині, що дозволяє долати рови і траншеї. Кліренс машини змінюється від 0 до 0,76 м. Це дозволяє проїхати під деревами, що низько нависли у нижньому положенні та переїхати валуни у верхньому положенні. Машина здатна долати уступи висотою 1,22 м, рови шириною 2 м, підніматися в гору з нахилом 40°.

Силовою установкою є гібридний дизель-електричний двигун, який забезпечує практично безшумну роботу. Дизельний двигун потужністю 72 к. с. працює як генератор, безперервно видає 58 кВт енергії і заряджає літєві акумулятори, які у свою чергу приводять в рух електричні двигуни в кожному колесі. Кожний двигун виробляє 282 к. с., що у сумі дає значну потужність – 1692 к. с. Повного заряду батареї вистачає на рух без підзаряджання від 3 до 16 км в залежності від швидкості, вантажу і властивостей місцевості. Максимальна

вантажність робота 3600 кг.

У подальшому робот можна використовувати як машину підтримки, а також з розвідувальною метою. Для цього один з варіантів компоновки машини має висувну телескопічну щоглу, на якій закріплені датчики лазерного радара-далекоміра і відеокамери. Також він може бути оснащений легкою гарматою або крупнокаліберним кулеметом.

Наступним варіантом ДКМ, який замінив ДКМ "Crusher", є удосконалена платформа APD (Autonomous Platform Demonstrator), яка створена вже згідно з вимогами FCS за масою, мобільністю, продуктивністю та розмірами (рис. 8).



Рис. 8– ДКМ з удосконаленою платформою APD

Максимальна швидкість ДКМ 80 км/год. Удосконалені підвіска, конструкція корпусу, приводу, акумуляторні батареї і система охолодження двигуна. На даний час Національний робототехнічний інженерний центр проводить роботи щодо спряження можливостей автономного і телевізійного керування рухом робота з компонентами Бойової системи майбутнього. Прийняття цього робота на озброєння очікується протягом 10 років.

Плани керівництва Міністерства оборони США передбачають поетапне створення робототехнічних засобів з покращеними параметрами всіх типів робототехніки до 2035 р., зокрема (табл. 1).

Таблиця 1 – Етапи створення перспективних робототехнічних засобів США

Напрямок розвитку	Роки		
	2015–2020 рр.	2021–2030 рр.	2031–2035 рр.
Спосіб керування	По радіозв'язку з використанням пульта керування	Зашифрована голосова або умовними сигналами долонею рук	Різні набори звукових, візуальних та інших типів команд
Кількість засобів взаємодії	Один робот з оператором	Декілька роботів з одним оператором	Взаємодія груп роботів
Тривалість роботи	Години	Дні, місяці	Роки
Склад апаратури	Датчики забезпечення руху, знаходження і розпізнавання об'єктів за прямої видимості	Апаратура забезпечення даними обстановки за межами прямої видимості	Обмін даними між всіма засобами
Швидкість руху, км/год	30–35	50–70	120–140

Аналіз існуючих зразків дозволяє визначити загальні принципи побудови ДКМ, які концептуально визначають технічний облік, як існуючих, так і майбутніх розробок:

– універсальність базових модифікацій ДКМ;

– модульність побудови шасі і ДКМ в цілому;
– гнучкість та адаптування під конкретні завдання;
– часткова або повна автономність системи управління.

Основними завданнями, що покладаються на ДКМ є:

- розвідка;
- відеоспостереження визначених об'єктів;
- інформаційне забезпечення, додаткова телекомунікація;
- вогневе ураження противника;
- розпізнавання вибухових пристроїв;
- знешкодження саморобних вибухових пристроїв та артилерійських боєприпасів;
- патрулювання, контроль державного кордону;
- супроводження конвоїв;
- доставка вантажів у небезпечні зони;
- евакуація людей з небезпечних зон

Широке коло завдань вимагають установки на ДКМ великого спектра спеціального обладнання: від найпростіших засобів аудіо та відео спостереження, до маніпулятора, безплатформенної інерціальної навігаційної системи, системи технічного бачення тощо. У той же час, конструкція ДКМ повинна бути максимально простою і дешевою. Вирішити це дозволяє модульний принцип побудови мобільних роботів наземного базування. Аналіз рішень, які приймаються під час створення закордонних розробок, дозволяє зробити висновок про загальну тенденцію – це створення максимально простих і універсальних базових платформ з великою несучою здатністю, універсальними конструктивними і електричними інтерфейсами, що передбачають можливість подальшого їх оснащення різними типами навісного обладнання.

Основні вимоги до створення бойової дистанційно-керованої платформи.

Бойова дистанційно-керована платформа (БДКП) – це бойова броньована, як мінімум тривісна, шестиколісна, з всіма ведучими колесами машина. Вона має високу рухомість і прохідність, обладнана бойовим модулем озброєння, приладами спостереження та управління вогнем і має максимальну дальність управління 7000 м.

Бойова дистанційно керована платформа призначається для:

- для ведення бойових дій у складі піхотних, механізованих і танкових частин;
- розвідки і спостереження визначених об'єктів;
- нанесення вогневого ураження по найбільш важливим об'єктам, броньованій техніці та живій силі противника;
- супроводження конвоїв і патрулювання;
- здійснення радіаційного, хімічного і біологічного контролю місцевості.

БДКП базі шасі вітчизняного броньованого автомобіля повинна виконувати поставлені завдання в різних кліматичних умовах, а також в умовах застосування противником зброї масового ураження.

Спеціально обладнані БДКП можуть використовуватися для знешкодження саморобних вибухових пристроїв та артилерійських боєприпасів, доставки на поле бою зброї, боєприпасів та іншого військового майна, а також здійснювати евакуацію поранених.

Основними складовими частинами БДКП є: броньовий корпус на якому розміщується базовий модуль з дистанційним керуванням і модуль захисту, прилади спостереження, силова установка, трансмісія, рульове керування, гальмівні системи, ходова частина, електрообладнання, засоби зв'язку і спеціальне обладнання.

Броньований корпус машини закритий з V-подібним днищем, герметизований, виготовлений з броньових листів.

Базовий модуль – це базове шасі вітчизняного броньованого автомобіля прохідності. До складу базового модуля також входять: прилади спостереження, гібридна силова установка (гібридний дизель-електричний двигун для забезпечення практично безшумної роботи), електрична трансмісія (з приводом в рух кожного колеса електричним двигуном), гальмівна система, ходова частина, безповітряні шини стільникової структури або шини заповнені поліуретановою піною, електрообладнання, пристрої та обладнання для розміщення озброєння та боєкомплекту.

До складу модуля захисту входять: броньований корпус з елементами протимінного захисту, що забезпечує захист від куль калібру 7,62 з дистанції 200 м і передня півсфера корпусу від куль калібру 12,7 мм з дистанції 500 м, а також осколків мін і артилерійських снарядів і вибуху протитанкової міни фугасної дії масою заряду до 6 кг вибухівки, автоматична система пожежегасіння, димові гранатомети, засоби зменшення помітності в оптичному, тепловому та радіолокаційному діапазонах. Зовнішні частини модуля покриті деформуючим фарбуванням у видимій і ближній інфрачервоній частині спектру. Роботу з модулем у складі машини здійснює оператор з пульту управління.

Висновки

1. Проведений аналіз тактико-технічних характеристик і досвід бойового використання БДКП показує, що зразок БДКП на шасі вітчизняного броньованого автомобіля може використовуватися у розвідувальних, механізованих і танкових підрозділах Сухопутних військ, матиме потужне озброєння, високу маневреність, здатність приховано висуватися і виконувати вогневі і розвідувальні завдання.

2. Вітчизняний зразок БДКП за своїми тактико-технічними показниками повинен відповідати сучасним вимогам до бойових колісних дистанційно керованих машин і повинен входити в п'ятірку кращих зразків БДКП армій передових країн світу.

3. Використання модульного принципу побудови БДКП дасть можливість створювати сімейство систем різного призначення на шасі базового вітчизняного зразка.

4. БДКП здатна буде виконувати всі бойові задачі за функціональним призначенням відповідно до вимог завдань загальновійськового бою з високою скорострільністю і точністю.

5. БДКП за бойовими властивостями дозволить

підвищити потенціал розвідувальних та інших підрозділів СВ ЗС України.

военное обозрение. – 2013. – №3. – С. 44–56.

Список літератури

1. **Кравченко П.П.** Мобильные мини-роботы разведки: текущее состояние, характерные черты и ошибки тенденции развития / **П.П. Кравченко** // Известия Южного федерального университета. Технические науки, 2010. – Вып. 3, том 104. – С. 119–123.
2. **Шабакон А.** Израильские дистанционно управляемые машины семейства "Guardium" / **А. Шабакон** // Зарубежное военное обозрение. – 2012. – № 10. – С. 53–56.
3. **Зубов В.** Переносные дистанционно управляемые машины "Пэжбот" и SUGV корпорации IROBOT / **В. Зубов** // Зарубежное военное обозрение. – 2012. – №12. – С. 47–53.
4. **Зубов В.** Переносные дистанционно управляемые машины "Пэжбот" и SUGV корпорации IROBOT / **В. Зубов** // Зарубежное военное обозрение. – 2013. – № 1. – С. 50–54.
5. **Русинов В.** Состояние и планы развития наземных робототехнических комплексов США / **В. Русинов** // Зарубежное

Bibliography (transliterated)

1. **Kravchenko P.P.** Mobil'nye mini-roboty razvedki: tekushchee sostoyanie, harakternyye cherty i oshibki tendencii razvitiya / **P.P. Kravchenko** // Izvestiya Juzhnogo federal'nogo universiteta. Tehnicheskie nauki, 2010. – No 3, tom 104. – P. 119–123.
2. **Shabakov A.** Izral'skie distacionno upravlyaemye ma-shiny semeystva "Guardium" / **A. Shabakov** // Zarubezh-noe voennoe obozrenie. – 2012. – No 10. – P. 53–56.
3. **Zubov V.** Perenosnye distacionno upravlyaemye ma-shiny "Pjekbot" i SUGV korporacii IROBOT / **V. Zubov** // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2012. – No 12. – P. 47–53.
4. **Zubov V.** Perenosnye distacionno upravlyaemye ma-shiny "Pjekbot" i SUGV korporacii IROBOT. / **V. Zubov** // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2013. – No 1. – P. 50–54.
5. **Rusinov V.** Sostoyanie i plany razvitiya nazemnyh robototekhnicheskikh kompleksov SSh / **V. Rusinov** // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2013. – No 3. – P. 44–56.

Поступило в редакцію 03.09.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Стан і перспективи розвитку самохідних дистанційно-керованих машини для потреб збройних сил України / **О.М. Калінін, В.В. Костюк, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 79–85. – Бібліогр. 5 назв. – ISSN 2079–0775.

State and prospects self-propelled Remote-controlled machines for the needs armed forces of Ukraine / **A. Kalinin, V. Kostiuk, P. Rusilo, Y. Varvanets** // Bulletin of NTU "KhPI". – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 79–85. – ISSN 2079–0775.

Состояние и перспективы развития самоходных дистанционно-управляемых машины для нужд вооруженных сил Украины / **А.М. Калинин, В.В. Костюк, П.А. Русилов, Ю.В. Варванець** // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 79–85. – Библиогр. 5 назв. – ISSN 2079–0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Олександр Марковійович – науковий співробітник науково-дослідної лабораторії бронетанкового озброєння та техніки науково-дослідного відділу механізованих і танкових військ Науково центру Сухопутних військ Національної академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів; тел.: 0937524848

Kalinin Alexander – research worker of research department laboratory armour tank armament and technique of research department of the mechanized and tank troops Scientific Center of the Army of the National Academy named after hetman Petro Sahaidachnyi, Lviv; tel.: 0937524848

Костюк Володимир Володимирович – старший науковий співробітник науково-дослідної лабораторії бронетанкового озброєння та техніки науково-дослідного відділу механізованих і танкових військ Науково центру Сухопутних військ Національної академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів; тел.: 0972916361

Kostiuk Vladimir – senior research worker of research department laboratory armour tank armament and technique of research department of the mechanized and tank troops Scientific Center of the Army of the National Academy named after hetman Petro Sahaidachnyi, Lviv; tel.: 0937524848

Русіло Петро Олександрович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, доцент, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії бронетанкового озброєння та техніки науково-дослідного відділу механізованих і танкових військ Науково центру Сухопутних військ Національної академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів; тел.: 0972657328

Rusilo Peter – candidat of technical sciences (Ph.D.), senior research worker, associate professor, leading research worker of research department laboratory armour tank armament and technique of research department of the mechanized and tank troops Scientific Center of the Army of the National Academy named after hetman Petro Sahaidachnyi, Lviv; tel.: 0972657328

Варванець Юрій Вікторович – науковий співробітник науково-дослідного відділу механізованих і танкових військ Науково центру Сухопутних військ Національної академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів; тел.: 0960909728

Varvanets Yuriy – research worker of research department of the mechanized and tank troops Scientific Center of the Army of the National Academy named after hetman Petro Sahaidachnyi, Lviv; tel.: 0960909728

УДК 623.4.08: 623.45: 539.3

И.В. МАЗУР, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, Я.М. МОРМИЛО

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСЧЕТА КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ РЕШЕТЧАТЫХ ПРОТИВОКУМУЛЯТИВНЫХ ЭКРАНОВ

Разработана методика оптимизации основных конструктивных параметров элементов решетчатых противоккумулятивных экранов для защиты от кумулятивного боеприпаса, в частности от гранат ручного противотанкового гранатомета. На основе этой методики, исходя из требований противодействия конкретному типу боеприпаса, возможен подбор оптимальной, по массо-габаритным показателям и с максимально допустимой вероятностью срабатывания, конструкции противоккумулятивного решетчатого экрана.

Ключевые слова: бронетанковая техника, легкобронированная техника, кумулятивный боеприпас, решетчатый противоккумулятивный экран, пассивная защита

The article analyzes the existing cumulative ammunition in different countries, as well as show-characterized tics of various anti-tank grenade. The analysis of the means of protection against chemical weapons, are examples of the use anti-cumulative screens. A method for optimizing the basic design data elements anti-cumulative lattice screens to protect against cumulative ammunition, especially grenades rocket-propelled grenade. The analysis of the calculated data shows that the use of the proposed method provides a rationale for the choice of the design parameters of the elements of lattice screens. This technique allows you to automate the calculation of parameters of elements-cops lattice screens to protect against the alleged type of munition and optimization of lattice screens for specific tasks. Comparison of the calculated performance data grid displays the characteristics of existing models shows their convergence. This suggests that the potential to realize the likelihood of protection latticed screens light armored vehicles to 0.5 ... 0.6. Based on this methodology, based on the requirements to counter a specific type of munitions, possible selection of optimal for weight and size parameters and maximum response probability design anti-cumulative lattice screen.

Keywords: armored vehicles, light armored vehicles, the cumulative ammunition grid anti-cumulative screen, passive protection

Розроблено методику оптимізації основних конструктивних параметрів елементів ґратчастих противоккумулятивними екранів для захисту від кумулятивного боеприпасу, зокрема від гранат ручного протитанкового гранатомета. На основі цієї методики, виходячи з вимог протидії конкретному типу боеприпасу, можливий підбір оптимальної, по масо-габаритними показниками і з максимально допустимою ймовірністю спрацьовування, конструкції противоккумулятивного ґратчастого екрана.

Ключові слова: бронетанкова техніка, легкобронированная техніка, кумулятивний боеприпас, ґратчастий протиккумулятивний екран, пасивний захист

Введение

Одним из типов пассивной защиты бронетанковой техники (БТТ), легкобронированной техники (ЛБТ) и стационарных объектов специального назначения от кумулятивного боеприпаса (КБ) являются противоккумулятивные решетчатые экраны (РЭ).

По типу воздействия на боеприпас РЭ подразделяются на:

- *иницирующие* (вызывают подрыв КБ на расстоянии до объекта; цель – ослабить действие кумулятивной струи, а также ослабить фугасное воздействие на объект при подрыве боеприпаса);

- *разрушающие* (вызывают разрушение корпуса и кумулятивной воронки боеприпаса вплоть до отсутствия подрыва).

По варианту изготовления РЭ подразделяются на:

- *прутковые* (имеют в своей основе металлический пруток круглого или граненого сечения);

- *полосковые* (изготавливаются из твердосплавной металлической полосы);

- *сетчатые* (основа экрана – это металлическая или полимерная (текстильная) сетка).

Для оценки влияния основных конструктивных параметров элементов РЭ на их эффективность необходимо проведение исследований защитных свойств данных устройств [1–14].

кумулятивного боеприпаса на решетчатом (прутковом) экране, приводящем к отсутствию образования кумулятивной струи или к значительному снижению ее бронепробивной способности, была предложена патентом [9]. При этом принималось, что принцип действия противоккумулятивного РЭ основан на создании неоптимальных условий формирования кумулятивной струи за счет деформации и разрушения облицовки кумулятивной воронки и заряда взрывчатого вещества при взаимодействии корпуса боеприпаса с прутками решетки. (рис. 1).

Во вторую мировую войну наряду с осколочно-фугасными и кинетическими боеприпасами в артиллерии началось применение кумулятивных снарядов. Также появились носимые (ручные) пехотные противотанковые устройства типа американского динамореактивного (без отдачи при выстреле) ручного противотанкового гранатомета Bazooka M1 [10] (рис. 2) и немецких противотанковых гранатометов одноразового действия Faustpatrone и Panzerfaust [12] (рис. 3) и им подобные.

Характеристики некоторых реактивных противотанковых гранатометов приведены в табл.1 [11].

Для защиты БТТ СССР в конце 2-й мировой войны от кумулятивных гранат наряду с пассивными элементами защиты (траки, мешки с песком, нанесенный на броню бетон и т.д.), применяли и решетчатые (сетчатые) противоккумулятивные экраны инициирующего типа (так называемые "кровати") (рис.4). Данного типа экраны оказались малоэффективными в силу близкого расположения от брони и малого

Состояние проектирования и исследования защитных экранов

Принципиальная возможность разрушения куму-

© Мазур И.В., Грабовский А.В.,
Ткачук Н.А., Мормило Я.М., 2016

ослабляющего воздействия на кумулятивную струю.

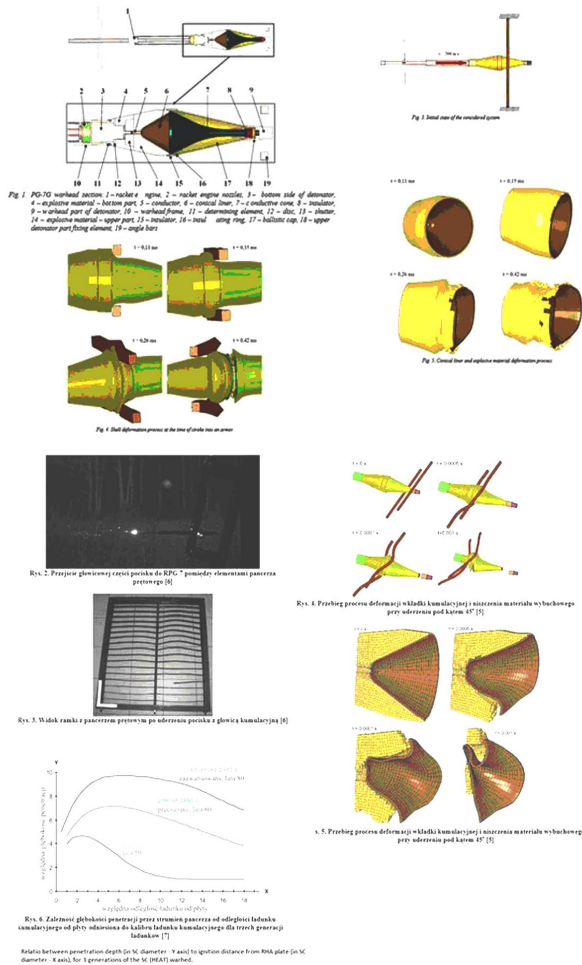


Рис. 1 – Принципиальная схема взаимодействия элементов РЭ и БК



Рис. 2 – Реактивный противотанковый гранатомет Вагоока / Базука М1 М1А1 М9 М9А1 и применяемые боеприпасы (США)

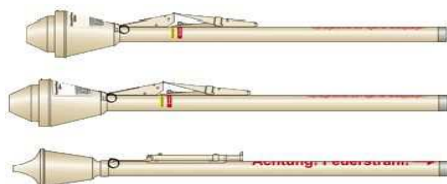


Рис. 3 – Противотанковые гранатометы одноразового действия Faustpatrone и Panzerfaust

В СССР во время войны в Афганистане для защиты ЛБТ от РПГ была предложена следующая конструктивная схема РЭ [2] (рис. 5). Были также разработаны и другие РЭ для защиты БТТ (рис.6) и стационарных объектов (рис.7). В данное время в мире

чаще используются РЭ разрушающего типа такие как устанавливаемые на БТР Stryker [1] (рис.8) или БТР-4Е [4] (рис.9). Также в последнее время нашла применение так называемая "текстильная броня" Q-Net от компании QinetiQ North America [3] (рис. 10).



Рис. 4 – Противокумулятивные экраны иницирующего типа на Т-34

Таблица 1 – Характеристики реактивных противотанковых гранатометов

Оружие	Начальная скорость, м/сек	Вес боеголовки кумулятивного боеприпаса, кг	Пробиваемость (оценка), мм	Дальность, м
M67	213	3.06	350	400
M2 Carl Gustaf	310	1.70	400	450
LRAC F1	300	2.20	400	600
РПГ-7	300	2.25	320	500
В-300	280	3.00	400	400

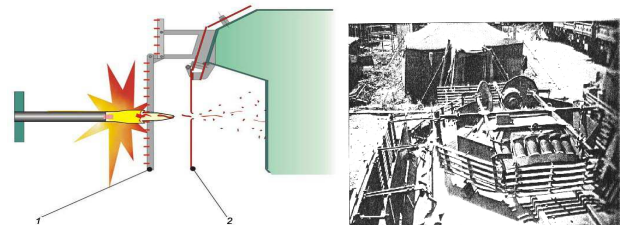


Рис. 5 – Схема РЭ для защиты ЛБТ: 1 – собственно РЭ иницирующего типа, 2 – промежуточный бронезащитный экран снижающий фугасное воздействие на корпус ЛБТ и рассеивающий, ослабляющий кумулятивную струю

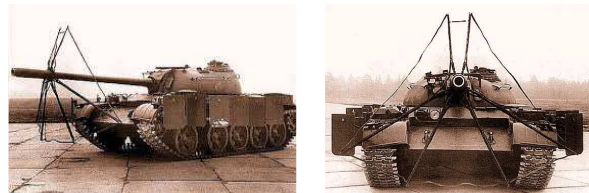


Рис. 6 – Комплексная экранная защита ЗЭТ-1

Вышеперечисленные РЭ возникли, как правило, на основе множественных натуральных испытаний, без подведения ни математической, ни физической баз. Отдельные вопросы оценки защищенности боевых бронированных машин (ББМ) освещены в работах [7, 13, 14] однако предложенные в них методики и модели не исчерпывают всего комплекса проектно-технологических решений, направленных на обеспечение защищенности ББМ. В связи с этим в Украине и в мире в этом направлении идут поисковые и исследовательские работы.



Рис. 7 – Система комплексной защиты "Лоза"



Рис. 8 – Stryker с установленными РЭ



Рис. 9 – БТР-4Е с установленными РЭ

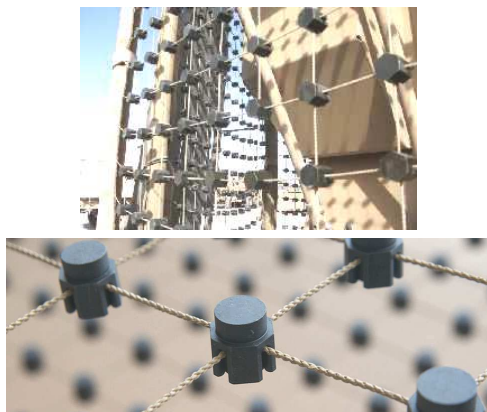


Рис. 10 – Сетчатая система со встроенными металлическими узлами Q-Net

Так как не приходится говорить о инновационных прорывных решениях в вопросах конструкции, материалах и расчетных методиках, приходится проводить комплексные исследования по всем упомянутым направлениям на базе расчетных моделей различной степени адекватности, сложности и точности.

Постановка задачи

Ввиду отсутствия расчетных методик по выбору параметров РЭ, полностью исчерпывающих все возникающие при их проектировании проблемные вопросы, предлагается разработка методики пошагового выбора параметров элементов РЭ исходя из конкретного типа нейтрализуемого боеприпаса, условий оптимизации по

критериям масса/габарит и максимально возможной вероятности обезвреживания данного боеприпаса.

Методика исследования

На первом этапе создания методики расчета конструктивных параметров элементов решетки, влияющих на эффективность РЭ, предлагается уяснить физику процесса взаимодействия пары решетчатый экран/кумулятивный боеприпас. Рассмотрим на примере полоскового разрушающего экрана возможные варианты взаимодействия КБ с РЭ (рис. 11):

1. Срабатывание взрывателя КБ об элемент РЭ.
2. Разрушение КБ без срабатывания взрывателя.
3. Увеличение угла встречи КБ с основной броней, вплоть до удара корпусом КБ "плашмя" об основную броню (со срабатыванием взрывателя и без).
4. Зависание КБ на РЭ.
5. Прохождение КБ с раздвижением элементов РЭ со срабатыванием взрывателя.

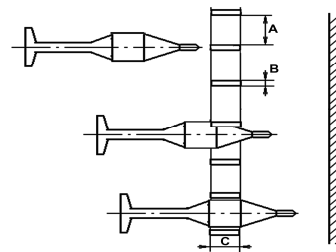


Рис. 11 – Возможные варианты взаимодействия КБ с РЭ

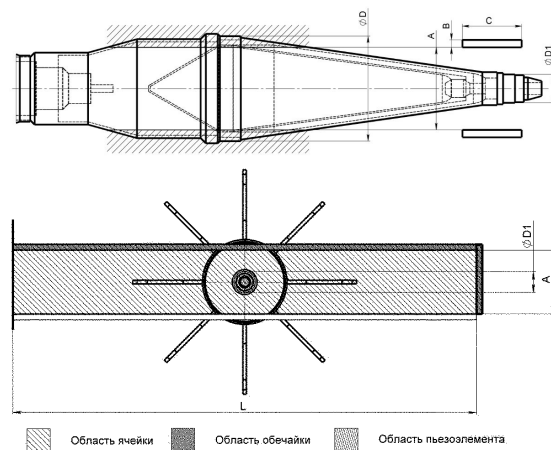


Рис. 12 – Конструктивные параметры элементов РЭ и КБ

Далее, для предварительного расчета, представим допущение, что КБ проходит строго перпендикулярно РЭ по центру ячейки, назовем константы и переменные, и дадим определение необходимым для расчета параметрам элементов РЭ и боеприпаса (рис. 12): ØD – наружный диаметр основной оболочки корпуса гранаты; ØD1 – диаметр пьезоэлемента взрывателя (ПВ); A – размер окна ячейки по вертикали; L – размер окна ячейки по горизонтали; B – толщина планки обечайки; C – ширина планки обечайки. Константы ØD и ØD1 обуславливается конструкцией и типом гранаты; A выбирается из условия необходимости и достаточности. Это максимально необходимое и допустимое для разрушения корпуса и кумулятивной воронки боеприпаса рас-

стояние между элементами РЭ. Как правило, А меньше ØD на 15÷16 мм. Переменные величины L, В и С – выбираются из условия жесткости планки обечайки ячейки, необходимой для разрушения основной оболочки корпуса и внутренних элементов гранаты. Общий вид кумулятивного боеприпаса представлен на рис. 13.

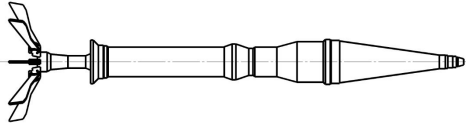


Рис.13 – Общий вид КБ

Далее рассмотрим, какие усилия действуют на планку горизонтального (на нее действуют наибольшие изгибающие моменты) элемента (ГЭ) обечайки. Учитывая сравнительно невысокие скорости КБ (~300 м/с), с известной степенью допущения можно расчет параметров ГЭ перенести в область решения задач со статически нагруженными элементами. Упрощенно планку ГЭ можно рассматривать как защемленную с двух сторон балку прямоугольного сечения В х С и длиной L, на которую действует сила G в точке E на расстоянии L/2 от края балки (рис. 14-16). Здесь GKБ – сила, зависящая от массы КБ и его скорости; G – сила, действующая на ГЭ и зависящая от силы GKБ и угла встречи Y° ГЭ и корпуса КБ; G – сила действующая на корпус КБ; GB, GC – составляющие силы G, по граням В и С планки РЭ соответственно.

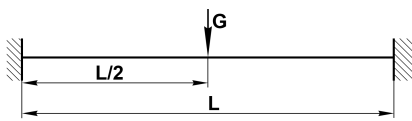


Рис. 14 – Расчетная схема упрощенной планки ГЭ

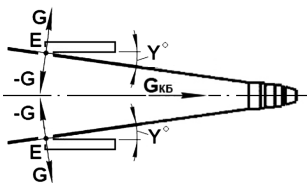


Рис. 15 – Первоначальный момент взаимодействия КБ с ГЭ с двух сторон

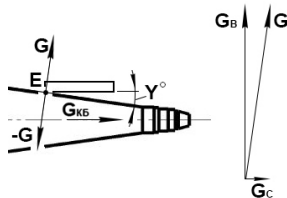


Рис. 16 – Первоначальный момент взаимодействия КБ с ГЭ с одной стороны

Из рис. 15 видно, что в первоначальный момент взаимодействия КБ с ГЭ: $G = GKБ/2\sin Y$ (в случае двухстороннего взаимодействия) или же из рис.16 – $G = GKБ/\sin Y$ (в случае одностороннего взаимодействия). Очевидно, что в обоих случаях сила G в несколько раз превышает силу GKБ. Из рис.15 и рис.16 также видно, что составляющая GB, в несколько раз выше состав-

ляющей GC, жесткость ГЭ зависит в первую очередь от толщины планки В.

На основе выбранного материала элемента РЭ определяем изменения реакции планки ГЭ на изменение конструктивных параметров.

На примере табл. 2, 3 и объемных диаграмм 1 и 2 (рис. 17, 18) можно проследить, как меняются параметры напряжения и жесткости в ГЭ в зависимости от изменения конструктивных параметров В и С.

На примере табл. 4, 5 и объемных диаграмм 3 и 4 (рис. 19, 20) можно проследить, как меняются параметры напряжения и жесткости в ГЭ в зависимости от изменения конструктивных параметров В и L.

Таблица 2 – Изменение величины напряжения в ГЭ в зависимости от изменения параметров В и С

	C1	C2	C3	C4	C5
B1	1143,567	991,0019	867,0762	774,5303	732,245
B2	898,2168	774,7261	675,3183	602,4579	571,7937
B3	718,8971	617,0348	535,7552	477,3132	454,9631
B4	589,0923	503,1418	435,1273	387,1494	370,7118
B5	493,2767	419,2479	361,1271	320,9016	308,7746
B6	419,4127	354,7067	304,2933	270,0764	261,2539

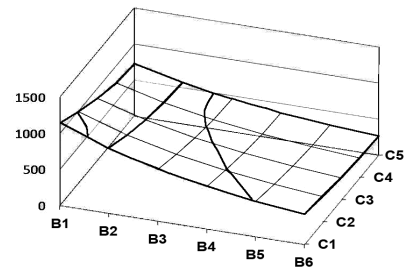


Рис. 17 – Диаграмма 1 к табл.2

Таблица 3 – Изменение величины жесткости в ГЭ в зависимости от изменения параметров В и С

	C1	C2	C3	C4	C5
B1	0,045122	0,055109	0,065686	0,07585	0,085971
B2	0,063112	0,077041	0,091791	0,105965	0,120081
B3	0,086779	0,105892	0,126133	0,14559	0,164972
B4	0,115747	0,141212	0,16819	0,194135	0,219997
B5	0,150024	0,183022	0,218007	0,251678	0,285272
B6	0,191509	0,233665	0,278403	0,321513	0,364574

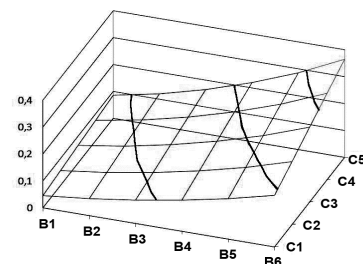


Рис. 18 – Диаграмма 2 к табл. 3

На примере табл. 6, 7 и объемных диаграмм 5 и 6 (рис. 21, 22) можно проследить, как меняются параметры напряжения и жесткости в ГЭ в зависимости от изменения конструктивных параметров С и L.

Таблица 4 – Изменение величины напряжения в ГЭ в зависимости от изменения параметров В и L

	B1	B2	B3	B4	B5	B6
L1	551,2525	428,0539	338,5656	274,2035	227,0356	190,9883
L2	617,3354	479,0212	378,5517	306,2691	253,2558	212,6839
L3	695,1396	539,7615	426,8491	345,5673	285,9029	240,1824
L4	780,5125	606,9046	480,6561	389,7046	322,8809	271,6138
L5	867,0762	675,3183	535,7552	435,1273	361,1271	304,2933
L6	948,2508	739,6912	587,7742	478,1505	397,468	335,4451
L7	1025,3	800,9457	637,3926	519,2819	432,2865	365,3558
L8	1100,123	860,5483	685,764	559,4496	466,3446	394,6596
L9	1173,739	919,2878	733,5095	599,1541	500,0542	423,6996

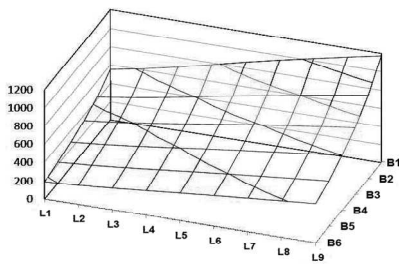


Рис. 19 – Диаграмма 3 к табл. 4

Таблица 5 – Изменение величины жесткости в ГЭ в зависимости от изменения параметров В и L

	B1	B2	B3	B4	B5	B6
L1	0,348972	0,484092	0,662586	0,883588	1,150158	1,481897
L2	0,216543	0,300994	0,412179	0,548958	0,712361	0,913028
L3	0,139651	0,194529	0,266709	0,35525	0,460518	0,588896
L4	0,093713	0,130776	0,179524	0,239249	0,310086	0,396149
L5	0,065686	0,091791	0,126133	0,16819	0,218007	0,278403
L6	0,048192	0,067409	0,092696	0,123654	0,160299	0,204669
L7	0,036542	0,051144	0,070363	0,093888	0,121718	0,155388
L8	0,02836	0,039707	0,054642	0,07292	0,094535	0,120666
L9	0,022403	0,031373	0,043177	0,05762	0,074692	0,095319

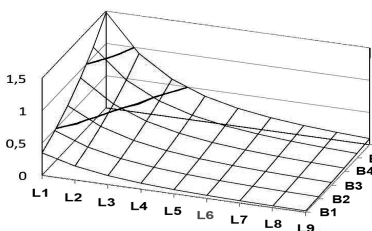


Рис. 20 – Диаграмма 4 к табл. 5

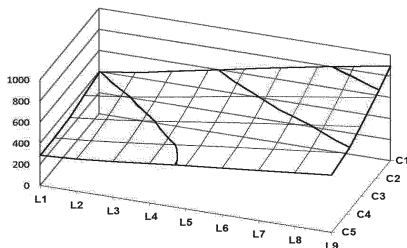


Рис. 21 – Диаграмма 5 к табл. 6

Введя фильтрацию по граничным условиям параметров жесткости и напряжения, получаем область выборки конструктивных параметров элементов РЭ – В, С

и L. Дальнейшее уточнение конструктивных параметров элементов РЭ принимается из условий конструктивных и габаритных требований по РЭ. Вычисляем вероятность прохождения ПВ гранаты в окне ячейки РЭ без срабатывания [6].

Таблица 6 – Изменение величины напряжения в ГЭ в зависимости от изменения параметров С и L

	C1	C2	C3	C4	C5
L1	397,1653	343,6477	303,6858	280,4249	284,0068
L2	449,3716	387,0135	339,3842	309,3134	307,2563
L3	511,1721	438,9328	382,8123	345,3816	337,6044
L4	579,3013	496,5268	431,3898	386,2439	372,6957
L5	648,6603	555,3773	481,2581	428,4743	409,3345
L6	713,9218	610,8785	528,4162	468,5563	444,2943
L7	776,0424	663,7898	573,4503	506,9146	477,8478
L8	836,5164	715,3567	617,3917	544,3928	510,6872
L9	896,1467	766,2493	660,7963	581,4471	543,1887

Таблица 7 – Изменение величины жесткости в ГЭ в зависимости от изменения параметров С и L

	C1	C2	C3	C4	C5
L1	0,549995	0,656843	0,76832	0,874308	0,979078
L2	0,337956	0,406249	0,477755	0,545893	0,613335
L3	0,216379	0,261628	0,3092	0,354669	0,399771
L4	0,144359	0,175417	0,2082	0,23963	0,27088
L5	0,100693	0,122856	0,146331	0,168899	0,191389
L6	0,073572	0,090055	0,107565	0,124439	0,141285
L7	0,055581	0,068212	0,081663	0,09465	0,107637
L8	0,04299	0,052875	0,063423	0,073625	0,08384
L9	0,033853	0,041714	0,050115	0,058254	0,066414

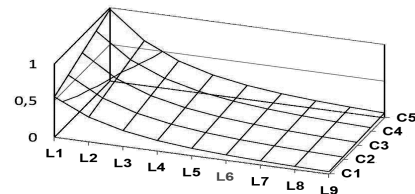


Рис. 22 – Диаграмма 6 к табл. 7

В процессе взаимодействия БК с ГЭ (рис. 23) меняется величина и направление приложения силы G и соответственно величина составляющих G_B , G_C . Очевидно, что величина силы G меньше силы G_B и соответственно меньше и составляющие G_B , G_C . На примере табл. 8, 9 и объемных диаграмм 7 и 8 (рис. 24, 25) можно проследить, как меняются параметры напряжения и жесткости в ГЭ в зависимости от изменения конструктивных параметров С и L

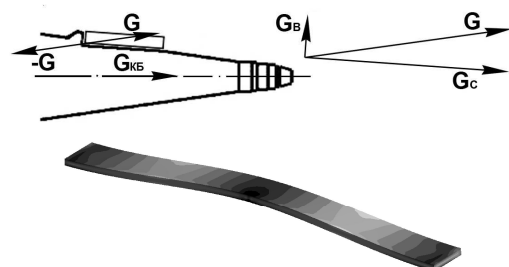


Рис. 23 – Внедрение ГЭ в корпус БК в процессе взаимодействия и деформация планки ГЭ в процессе внедрения

Таблица 8 – Изменение величины напряжения в ГЭ в зависимости от изменения параметров С и L

	C1	C2	C3	C4	C5
L1	152,8704	107,1763	79,55154	63,38938	52,97958
L2	180,7107	126,7929	93,74464	74,12023	61,26419
L3	211,9334	149,2656	110,3872	87,01608	71,50653
L4	245,3046	173,6827	128,7782	101,5048	83,21829
L5	278,9171	198,5976	147,7871	116,6608	95,61762
L6	310,8067	222,4784	166,1883	131,464	107,8335
L7	341,4323	245,6015	184,1458	146,0111	119,9167
L8	371,4188	268,3987	201,9662	160,5297	132,0404
L9	401,0993	291,0992	219,8114	175,1398	144,2954

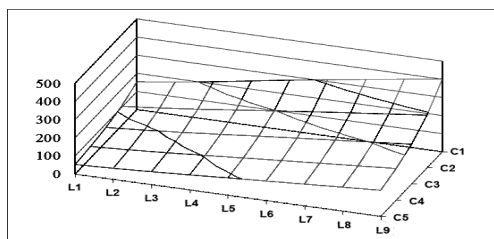


Рис. 24 – Диаграмма 7 к табл. 8

Таблица 9 – Изменение величины жесткости в ГЭ в зависимости от изменения параметров С и L

	C1	C2	C3	C4	C5
L1	2,662425	3,536223	4,402450	5,064106	5,343896
L2	1,660140	2,179548	2,704020	3,140013	3,398975
L3	1,057677	1,376870	1,703547	1,989494	2,188366
L4	0,696952	0,901543	1,113227	1,305086	1,451155
L5	0,480692	0,618722	0,762790	0,896620	1,004512
L6	0,349440	0,447984	0,551539	0,649449	0,731461
L7	0,263810	0,337041	0,414410	0,488555	0,552412
L8	0,204460	0,260401	0,319762	0,377267	0,427871
L9	0,161631	0,205255	0,251714	0,297123	0,337782

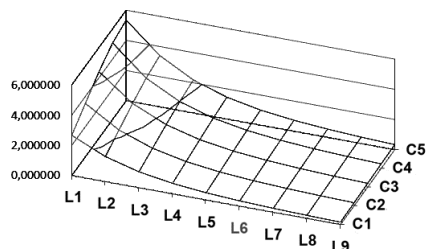
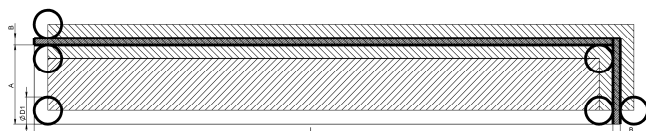


Рис. 25 – Диаграмма 8 к табл. 9



- P1 - Область вероятности прохождения пьезоэлемента взрывателя в окно ячейки
- P2 - Область вероятности попадания пьезоэлемента взрывателя в обечайку ячейки

Рис. 26 – Области вероятности взаимодействия ПВ и обечайки ячейки РЭ

В целях упрощения и наглядности воспользуемся графическим методом (рис. 26). Из очевидных геометрических соотношений вероятность прохождения ПВ в окне ячейки РЭ без срабатывания равна

$$P1 = P1 / (P1 + P2) = (L - \varnothing D1) \times (A - \varnothing D1) / (A + B) \times (L + B).$$

Для наглядности рассмотрим, как меняется вероятность Pп в зависимости от изменения параметров L и B на

примере табл. 10 и объемной диаграммы 9 (рис. 27). По [5] рассчитываем эффективность РЭ при различных значениях вертикальных углов подлета гранаты (рис. 28).

Таблица 10 – Изменение величины вероятности Pп в зависимости от изменения параметров L и B

	B1	B2	B3	B4	B5	B6
L1	0,541376	0,535514	0,529756	0,5241	0,518542	0,513081
L2	0,554918	0,549174	0,543529	0,537983	0,532531	0,527172
L3	0,564005	0,558347	0,552787	0,547321	0,541948	0,536665
L4	0,570526	0,564933	0,559437	0,554033	0,54872	0,543495
L5	0,575432	0,569891	0,564444	0,559089	0,553824	0,548645
L6	0,579258	0,573758	0,568352	0,563036	0,557808	0,552667
L7	0,582324	0,576859	0,571485	0,566202	0,561006	0,555895
L8	0,584838	0,5794	0,574054	0,568797	0,563628	0,558543
L9	0,586935	0,581521	0,576198	0,570965	0,565817	0,560754

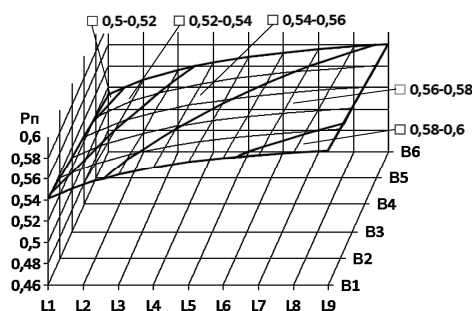


Рис. 27 – Диаграмма 9 к табл. 10

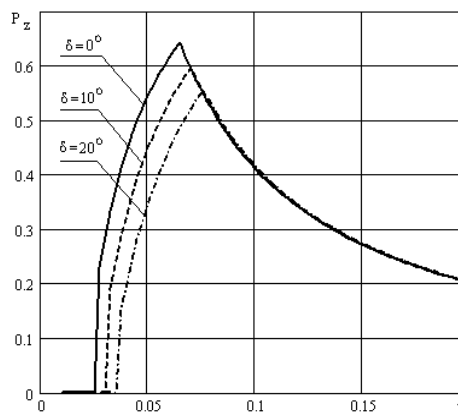


Рис. 28 – Зависимость эффективности решетчатых экранов Pz от шага решетки h при различных значениях вертикальных углов подлета гранаты delta

Выводы

Анализ полученных расчетных данных показывает, что использование предложенной методики обеспечивает обоснование выбора конструктивных параметров элементов решетчатых экранов. Данная методика позволяет автоматизировать расчет параметров элементов решетчатых экранов для обеспечения защиты от предполагаемого типа боеприпаса и оптимизации РЭ под конкретно поставленные задачи. Сравнение расчетных данных эффективности решетчатых экранов с характеристиками существующих образцов показывает на их сходимость. Это позволяет сделать вывод, что потенциально возможно достижение вероятности защиты легкобронированных машин решетчатыми экранами до 0,5...0,6.

Список литературы

1. *By Megan Scully*. GD Seeks Global Sales for Stryker / Defense News. – 2004. – P. 30.
2. <http://www.niistali.ru>
3. QinetiQ поставит текстильную броню Q-Net для защиты от РПГ на М-АТВ армии США <http://topwar.ru/37219-qinetiq-postavit-tekstilnuyu-bronyu-q-net-dlya-zaschity-ot-rpg-na-m-atv-armii-ssha.html>
4. БТР-4 "Буцефал" <https://ru.wikipedia.org/wiki/БТР-4>
5. **Васьковский М.И.** Математическая модель оценки противоккумулятивных решетчатых экранов для легко бронированных машин / **Васьковский М.И.** // Артиллерийское и стрелковое вооружение: Междунар. науч.-техн. журнал. – Вып. 1(14). – К.: НТЦ АСВ, 2005. – С. 28-32.
6. **Вентцель Е.С.** Теория вероятностей / **Вентцель Е.С.** – М.: Наука, 1969.
7. **Кучинский А.В.** Метод оценки демпфирующих устройств взрывной защиты боевых бронированных машин / **А.В. Кучинский, М.В. Васьковский, Чепков И.Б. [и др.]** // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2007. – №1. – С.3-8.
8. Основы военно-технических исследований. Теория и приложения: монография: [в 4 т.]. Т.4. Методология исследования сложных систем военного назначения / **С.В. Лапчик, А.В. Кучинский, А.И. Сбитнев [и др.]**; ред.: **С.В. Лапчик**. – К.: 2013. – 477с.
9. Патент 183905. Швеция: МКИ F 07 j.
10. Реактивный противотанковый гранатомет Bazooka / Базука M1 M1A1 M9 M9A1 (SShA) <http://world.guns.ru/grenade/usa/bazooka-m1-m1a1-m9-m9a1-r.html>
11. Ручной противотанковый гранатомет https://ru.wikipedia.org/wiki/Ручной_противотанковый_гранатомет
12. Фаустпатрон (Faustpatrone) – РПГ "Panzerfaust" <http://topwar.ru/14496-faustpatron-faustpatrone.html>
13. **Чепков И.Б.** Модель обоснования технических решений защитных устройств боевых бронированных машин / **И.Б.Чепков** // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2011. – №4. – С. 42-46.
14. **Чепков И.Б.** Принципы и методы решения проблемы повышения защищенности и живучести БМ с использованием защитных устройств динамического типа / **И.Б.Чепков М.И.Васьковский, А.Н. Неговский** // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2006. – №1. – С. 11-16.

Bibliography (transliterated)

1. *By Megan Scully*. GD Seeks Global Sales for Stryker / Defense News, 2004. – P. 30.
2. <http://www.niistali.ru>
3. QinetiQ postavit tekstil'nuju bronju Q-Net dlja zashhity ot RPG na M-ATV armii SShA <http://topwar.ru/37219-qinetiq-postavit-tekstilnuyu-bronyu-q-net-dlya-zaschity-ot-rpg-na-m-atv-armii-ssha.html>
4. BTR-4 "Bucefal" <https://ru.wikipedia.org/wiki/BTR-4>
5. **Vas'kovskij M.I.** Matematicheskaja model' ocenki protivokumuljativnyh reshetchatyh ekranov jekranov dlja legko bronirovannyh mashin / **Vas'kovskij M.I.** // Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie: Mizhdunar. nauk.-tehn. zhurnal. – No 1(14). – Kiev: NTC ASV, 2005. – P. 28-32.
6. **Ventcel' E S.** Teorija verojatnostej / **Ventcel' E S.** – Moscow: Nauka, 1969.
7. **Kuchinskij A.V.** Metod ocenki dempfirujushhhij ustrojstv vzryvnoj zashhity boevyh bronirovannyh mashin / **A.V. Kuchinskij, M.V. Vas'kovskij, Chepkov I.B. [i dr.]** // Artiller. i strelkovoe vooruzhenie. – 2007. – No 1. – P.3-8.
8. Osnovy voenno-tehnicheskij issledovanij. Teorija i prilozhenija: monografija: [v 4 t.]. T.4. Metodologija issledovanija slozhnyh sistem voennogo naznachenija / **S.V. Lapickij, A.V. Kuchinskij, A.I. Sbitnev [i dr.]**; red.: **S.V. Lapickij**. – Kiev: 2013. – 477s.
9. Patent 183905. Shvecija: MKI F 07 j.
10. Reaktivnyj protivotankovij granatomet Bazooka / Bazuka M1 M1A1 M9 M9A1 (SShA) <http://world.guns.ru/grenade/usa/bazooka-m1-m1a1-m9-m9a1-r.html>
11. Ruchnoj protivotankovij granatomet. https://ru.wikipedia.org/wiki/Ruchnoj_protivotankovij_granatomet
12. Faustpatron (Faustpatrone) – RPG "Panzerfaust" <http://topwar.ru/14496-faustpatron-faustpatrone.html>
13. **Chepkov I.B.** Model' obosnovanija tehniceskij reshenij zashhitynyh ustrojstv boevyh bronirovannyh mashin / **I.B.Chepkov** // Artiller. i strelkovoe vooruzhenie. – 2011. – No 4. – P. 42-46.
14. **Chepkov I.B.** Principy i metody reshenija problemy povy-shenija zashhishhennosti i zhivuchesti BМ s ispol'zovaniem za-shhitynyh ustrojstv dinamicheskogo tipa / **I.B.Chepkov M.I.Vas'kovskij, A.N. Negovskij** // Artiller. i strelkovoe vooruzhenie. – 2006. – No 1. – P. 11-16.

Поступила (received) 7.09.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Оптимизация расчета конструктивных параметров элементов решетчатых противоккумулятивных экранов / **И.В. Мазур, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Я.М. Мормыло** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 86–92. – Библиогр. 14 назв. – ISSN 2079–0775.

Optimization and calculation of design parameters lattice elements anti-cumulative shields / **Mazur I., Grabovskiy A., Tkachuk M., Mormylo Ya.** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 86–92. – ISSN 2079-0775.

Оптимізація розрахунку конструктивних параметрів елементів ґратчастих противоккумулятивними екранів / **І.В. Мазур, А.В. Грабовський, М.А. Ткачук, Я.М. Мормыло** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 86–92. – Бібліогр. 14 назв. – ISSN 2079–0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Мазур Ігор Віталійович – аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", інженер – конструктор, ДП "Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова"

Mazur Igor – graduate student of "Theory and computer aided design mechanisms and machines", engineer - designer State Enterprise "Kharkiv Machine Building Design Bureau named after AA Morozov"

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, NTU "KhPI", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Мормыло Яков Михайлович – директор ДП "Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова"

Mormylo Yakov – Director of State Enterprise "Kharkiv Machine Building Design Bureau named after AA Morozov"

УДК 539.3

*Н. Б. СКРІПЧЕНКО, М. М. ТКАЧУК, К. Д. НЕДІЛЬКО, Д. В. КИРИЧУК, С. В. БОРИСЕНКО,
О. І. КАСАЙ*

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ З УРАХУВАННЯМ ЛОКАЛЬНОЇ ПОДАТЛИВОСТІ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ

Стаття присвячена розробці підходів, методів і моделей для дослідження напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл з урахуванням їхнього контакту по шорстких поверхнях. У роботі розв'язана задача аналізу контактної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій за наявності локальної податливості поверхневого шару. Для цього запропоновано варіант методу граничних рівнянь, в який додана модель пружного проміжного шару за Вінклером. Числова реалізація методу граничних елементів здійснена в спеціалізованому програмно-модельному комплексі. Розв'язано низку прикладних задач аналізу контактної взаємодії, а саме проведено дослідження впливу форми зазору і податливості шорсткого шару на характер розподілів контактної тиску у наступних випадках: контакт прямокутного в плані штампа з округленнями з плоскою поверхнею, спряження підшипника кочення з модифікованим дворадіусним роликком, передача зусиль між кульовими поршнями та біговими доріжками в гідроб'ємній передачі танкової трансмісії. Проведене порівняння отриманих числових результатів досліджень з експериментальними даними.

Ключові слова: прикладна теорія пружності, міцність машин, напружено-деформований стан, контактна взаємодія, шорсткість, складнопрофільне тіло, податливість, основа Вінклера, метод граничних інтегральних рівнянь, метод скінченних елементів.

In the present work the contact problem is solved for complex-shaped elements of engineering structures with local compliance of the surface layer. For this purpose a variation to the boundary integral equations method extended with a Winkler-type model of elastic layer is proposed. The resulting approach combines in a unified formulation the "local" and "global" compliance characteristics of the contacting rough bodies. The numerical implementation of the boundary element method is included in a software-and-model complex for analysis of contact interaction of complex-shaped bodies. A number of applied contact problems is solved. Namely, the influence of the gap and rough layer compliance on the contact pressure distribution is studied for the following cases: contact of a rectangular round-end stamp with a flat surface, junction of a rolling bearing and a modified double-radius roller, normal traction between spherical pistons and treadmills of a tank transmission. Numerical results of the research are compared to experimental data. Accuracy and reliability of the proposed methods and models, as well as special-purpose software-and-model complex are confirmed.

Keywords: applied theory of elasticity, strength of machines, stress-strain state, contact interaction, roughness, complex-shaped body, compliance, Winkler's foundation, the method of boundary integral equations, the finite element method.

В работе решена задача анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций при наличии локальной податливости поверхностного слоя. Для этого предложен вариант метода граничных уравнений, в который добавлена модель упругого промежуточного слоя Винклера. Полученный метод исследования контактного взаимодействия объединяет в рамках единых соотношений "локальные" и "глобальные" характеристики податливости контактирующих шероховатых тел. Численная реализация метода граничных элементов осуществлена в специализированном программно-модельном комплексе для исследования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Решен ряд прикладных задач анализа контактного взаимодействия, а именно проведено исследование влияния формы зазора и податливости шероховатого слоя на характер распределений контактных давлений для следующих случаев: контакт прямоугольного в плане штампа со скруглениями с плоскостью, сопряжение подшипника качения с модифицированным двухрадиусным роликком, передача усилий между шаровыми поршнями и беговыми дорожками в гидробъемной передаче танковой трансмиссии. Проведено сравнение полученных численных результатов исследований с экспериментальными данными. Подтверждена точность и достоверность предложенных методов и моделей, а также созданного программно-модельного комплекса.

Ключевые слова: прикладная теория упругости, прочность машин, напряженно-деформированное состояние, контактное взаимодействие, шероховатость, сложнопрофильных тело, податливость, основание Винклера, метод граничных интегральных уравнений, метод конечных элементов

Вступ

У більшості машинобудівних конструкцій забезпечення їх функціонування вимагає передачі складних видів руху і значних робочих зусиль за допомогою контакту складнопрофільних деталей (зубчасті зацеплення, підшипники кочення, система "колесо-рейка" тощо). У силу цього між контактуючими тілами виникає значний контактний тиск, який у багатьох випадках визначає їхню конструкційну міцність.

Крім того, на жорсткість досліджуваного вузла впливає характер розподілу контактної тиску, обумовлений переміщенням точок взаємодіючих деталей як гладких або шорстких пружних тіл, точністю виготовлення контактуючих деталей та якістю їх обробки, наявністю хвилястості, шорсткості, прокладок, плівок, напилень тощо. Наявність і врахування цих чинників, у свою чергу, тягне за собою, наприклад, забезпечення або незабезпечення точності виконання технологічної або виробничої операції.

Відповідно, при проектуванні елементів машин виникає задача розробки методу визначення напружено-

деформованого стану (НДС) складнопрофільних шорстких тіл з урахуванням контактної взаємодії, який би враховував наявність локальної податливості поверхневого шару спряжених поверхонь деталей. При цьому, властивість локальності для багатьох видів поверхневих шарів з точки зору реакції на контактний тиск таке саме, як для шару шорсткості, відмінність – тільки у величині податливості. У зв'язку з цим доцільно всі типи поверхневих шарів розглядати як шорсткість, а саму величину локальної податливості змінювати в широких межах, тим самим охоплюючи властивості різних шарів.

При розв'язанні задачі контактної взаємодії доцільним є урахування розподілу початкового (без навантаження) зазору в спряженні складнопрофільних тіл, що описується многочленом вищого, ніж другий, ступеня (а, значить, і непридатність моделі Герца). Також при дослідженні контакту тіл складної форми виникає необхідність урахування нелокальності зони

© Скрипченко Н.Б., Ткачук М.М., Неділько К.Д., Киричук Д.В., Борисенко С.В., Касай О.І., 2016

контакту, що спричинена сумірністю розміру контактної площадки з площею поверхні взаємодіючих тіл. Крім того, потрібно також прийняти до уваги сумірність переміщень, які викликані пружною деформацією взаємодіючих тіл (викликаних "глобальною" їх податливістю), з одного боку, і викликаних локальною податливістю пружного поверхневого шару, – з іншого.

На теперішній час існує значна кількість методів визначення функцій розподілу контактної тиску в спряженні деталей складної форми. Найчастіше застосовується метод граничних елементів (МГЕ) [1-3] і метод скінченних елементів (МСЕ) [4-5], останній з яких можна трактувати як варіант методу Рітца для прямого розв'язання варіаційних задач, зокрема, теорії пружності. Однак існуючі традиційні методики розв'язання поставлених задач виявляються в даному випадку непридатними через цілу низку обмежень. Ряд важливих чинників або не враховуються в традиційних методиках розв'язання контактних задач, або враховуються за допомогою деяких коефіцієнтів. У свою чергу це може призвести до значних похибок. Таким чином, було поставлено задачу дослідження контактної взаємодії складнопрофільних деталей машинобудівних конструкцій з урахуванням додаткових чинників.

Постановка задачі

Для розв'язання даної задачі в роботі за основу прийнятий варіант методу граничних інтегральних рівнянь (МГІР), запропонований в роботі [6]. З одного боку, використання даного методу дозволяє знизити фізичний розмір задачі на одиницю, чим переважає метод скінченних елементів (МСЕ). З іншого боку, він вільний від багатьох обмежень теорії Герца. Відповідно, область його застосовності поширюється на більш широкий клас об'єктів.

Модифікація МГІР для аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних гладких і шорстких тіл, які обмежені поверхнями довільної форми, здійснюється в такій послідовності: спочатку формуються рівняння для випадку контакту гладких тіл, а потім вони узагальнюються на випадок шорстких тіл. При цьому для дискретизації граничних інтегральних рівнянь розроблено варіант методу граничних елементів (МГЕ), який враховує шорсткість поверхонь та довільний розподіл початкового зазору між контактуючими тілами.

При дослідженні контакту гладких складнопрофільних тіл аналізуються переміщення точок поверхонь і зазор між ними в нормальному напрямку (рис. 1). Згідно з роботами [7, 8] кінематичні співвідношення контакту записуються (рис. 2):

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, \\ S_1 \text{ і } S_2 - \text{в контакті;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, \\ S_1 \text{ і } S_2 - \text{поза контактом.} \end{cases} \quad (1)$$

На відміну від традиційних методів знаходження контактної тиску та розмірів контактної площадки за аналітичною моделлю Герца [9,10], у якій зазор між

контактуючими поверхнями має форму параболоїда, у роботі запропоновано використовувати довільний закон розподілу зазору. Зокрема, це важливо для випадків контакту тіл, поверхні яких апроксимуються, наприклад, многочленом не другого, а більш високих ступенів.

Застосовуючи модель пружного напівпростору (рис. 3), переміщення через функцію розподілу тиску $p(\xi, \eta)$ визначаються залежністю

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = (\pi E^*)^{-1} \left\{ \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta \right\}, \quad (2)$$

де E^* – зведений модуль пружності двох тіл.

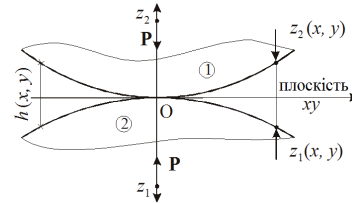


Рис. 1 – Подання локального зазору між контактуючими тілами

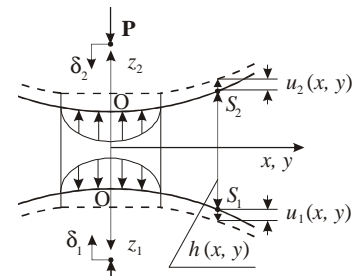


Рис. 2 – Деформація тіл у контакті

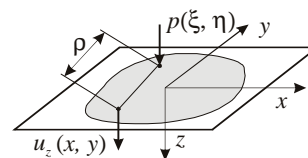


Рис.3 – Переміщення границі напівпростору під дією нормального зусилля

Шукана функція контактної тиску наближається суперпозицією масиву пірамідальних елементарних розподілів, вершини яких розташовані у вузлах регулярної сітки з кроком c , що складається з рівносторонніх трикутників (рис. 4, 5), і при цьому повністю визначається дискретним набором вузлових значень тиску p_n ($n = 1, \dots, N$):

$$p(\xi, \eta) \cong \sum_{m=1}^N \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n; \quad \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \sum_{n=1}^N p_n = P.$$

Використання загальної сітки для пірамідальних елементів тиску і вузлів колокацій дає можливість записати співвідношення МГІР (1) у дискретній формі МГЕ:

$$\begin{cases} \sum_{m=1}^N C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ вузол } J_n - \text{в контакті;} \\ \sum_{m=1}^N C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ вузол } J_n - \text{поза контактом.} \end{cases} \quad (3)$$

Тут заданими є масив зазорів h і зусилля притиснення P , а шуканими – контактний тиск p_m і зближення δ .

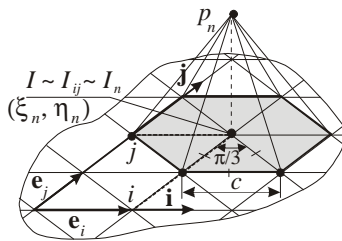


Рис. 4 – Регулярна трикутна сітка та пірамідальний елемент функції тиску

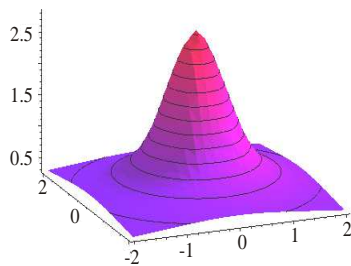


Рис. 5 – Розподіл переміщень точок поверхні напівпростору від дією тиску (див. рис. 4)

Крім того, для розв'язання задачі необхідно задовольнити системі співвідношень (відповідно, умови непроникнення тіл та додатності контактного тиску):

$$\{u - \delta \leq 0, p \geq 0\} \Rightarrow (u - \delta) \cdot p = 0. \quad (4)$$

Розв'язок одержаної визначальної системи рівнянь (3) та нерівностей (4) знаходиться у ході ітераційної процедури. Отже, отримуємо у результаті і зону контакту, і дійсний розподіл контактного тиску.

Особливістю запропонованого методу розв'язання контактних задач є урахування в загальній моделі контактної взаємодії складнопрофільних тіл впливу податливості шорсткого шару. Для цього застосовна у першому наближенні модель пружного шару, жорсткісні властивості якого еквівалентні властивостям шорсткого поверхневого шару.

Досліджуване тіло розглядається як сукупність двох частин: Ω' – гладке пружне тіло і Ω^\wedge – шорсткий шар, що його покриває (рис. 6). При цьому для переміщень u_z^Σ точок поверхні S^\wedge існує залежність

$$u_z^\Sigma = u'_z + u_z^\wedge, \quad (5)$$

де u'_z – переміщення гладкого тіла, які знаходяться з інтегрального співвідношення (2), а u_z^\wedge – переміщення шорсткого шару.

Для моделювання шорсткого шару застосована модель Вінклера.

$$u_z^\wedge = \lambda p, \quad (6)$$

де λ – податливість шару (або сумарно декількох шарів), що залежить від властивостей матеріалу і якості обробки поверхні досліджуваного тіла. Таким чином, система співвідношень для розв'язання контактних задач з урахуванням шорсткого шару має вигляд:

$$\sum_{m=1}^N C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta = 0, \text{ вузол } J_n - \text{в контакті}; \quad (7)$$

$$\sum_{m=1}^N C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta > 0, \text{ вузол } J_n - \text{поза контактом},$$

де коефіцієнти матриці впливу $C_{nm}^\Sigma = C_{nm} + \lambda \delta_{nm}$.

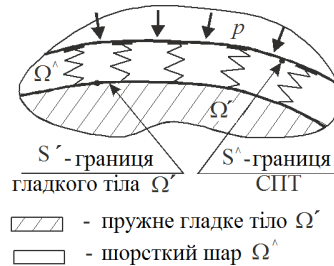


Рис. 6 – Модель шорсткого складнопрофільного пружного тіла

Отримані співвідношення за структурою аналогічні розв'язувальній системі для гладких тіл, за винятком внесення в матрицю коефіцієнтів впливу додаткових доданків, розташованих на головній її діагоналі. Потрібно відзначити, що представлені співвідношення демонструють, що матриця коефіцієнтів впливу, яка є сумою двох окремих матриць, не може бути в загальному випадку обернена та представлена у вигляді суми двох окремих розв'язків, одержуваних за спрощеними залежностями. Тому, незважаючи на відносну простоту вихідних рівнянь та нерівностей, обернена система співвідношень задовольняється тільки шляхом їх спільного розв'язання, з урахуванням і глобальних, і локальних властивостей податливостей.

Для розв'язання задачі про вплив скінченних розмірів деталей машинобудівних конструкцій на розподіл контактного тиску у роботі проведено аналіз контактної взаємодії близьких параболоїдів з урахуванням скінченних розмірів сполучених тіл. Варійованими параметрами є характерні геометричні розміри спряжених тіл параметри α, β, γ , а також величина притисночного зусилля – параметр f (рис. 7):

$$\alpha = R_2 / R_1, \quad \beta = b / R, \quad \gamma = c / R_1, \quad f = F / F_0. \quad (8)$$

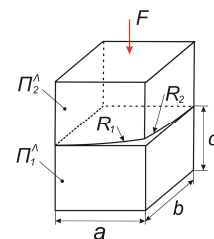


Рис. 7 – Контакт обмежених областей Π_1^\wedge та Π_2^\wedge

Для оцінки впливу варійованих чинників введено параметри $q = p_{\max} / p_{\max}^H$ (p_{\max} – розрахункове значення максимального контактного тиску, p_{\max}^H – відповідний розв'язок для поточної моделі методом Герца), а для оцінки розміру контактних плям – $\psi = a' / a$ (a' – дов-

жина напівосі контактної плями).

Отримані залежності, які представлені на рис. 8-10, відображають високий ступінь впливу варійованих чинників (та їх поєднання) на характер розподілу контактної тиску і величину контактних площадок. При цьому проведені дослідження дають змогу створити загальну базу даних, що містить у собі залежності зміни контактних площ та максимального контактної тиску не тільки від одного з параметрів, але і від їх комбінації.

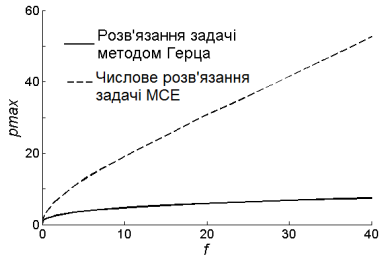


Рис. 8 – Залежність p_{max} при варіюванні параметра f

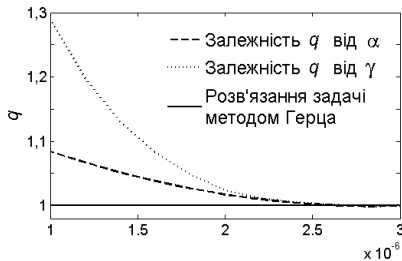


Рис. 9 – Залежність q при варіюванні площі поверхонь контактуючих тіл та при зміні розміру в плані

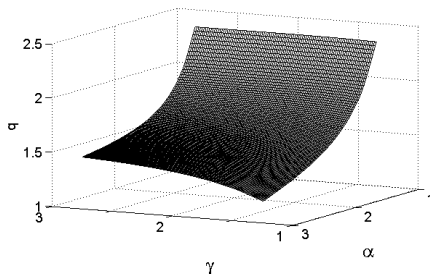


Рисунок 10 – Залежність q при одночасному варіюванні параметрів α, γ

аналітичного розв'язку методом Герца в ході ітераційного його уточнення та розподіл контактної тиску, який отримано у розробленому СПМК.

Похибка розв'язку при визначенні максимального контактної тиску із зменшенням розміру елементів складає менше одного відсотка вже при $N=10$ на піввісь контактної плями. Таким чином, показана висока точність розв'язання контактних задач за допомогою створеного програмно-модельного комплексу. Крім того, отримані залежності, які відображають високий ступінь впливу закону розподілу початкового зазору (зокрема, показників ступеня $K = 1.5$ та $K = 4$, для яких І.Я. Штаерманом [11] отримані аналітичні розв'язки задачі), на розподіл контактної тиску. Мова йде про закон розподілу зазору у вигляді

$$h = U \cdot (r/a)^K, \tag{9}$$

де U – величина підйому поверхні h ;
 a – характерний заданий розмір;
 K – ступінь розподілу початкового зазору.

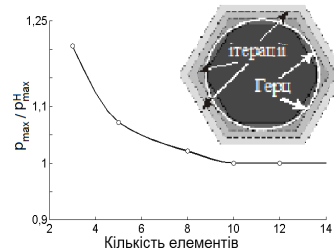


Рис. 11 – Залежність визначення максимального контактної тиску від кількості елементів N

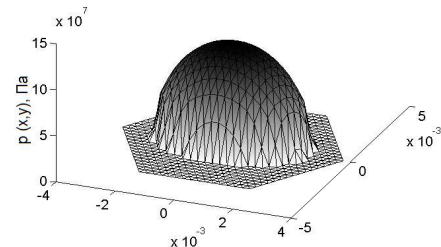


Рис. 12 – Розподіл контактної тиску, отриманий у розробленому СПМК

Числова реалізація методу граничних елементів

На основі запропонованих моделей та напружено-деформованого стану складнопрофільних шорстких тіл розроблено спеціалізований програмно-модельний комплекс (СПМК) для дослідження контактної взаємодії деталей складної форми. Створений СПМК містить блок введення вихідних даних, якими є зусилля притиснення P , характеристики матеріалу контактуючих тіл E і ν , кількість граничних елементів N та їх розмір s . Також повинні бути задані масив зазорів h і значення податливості проміжного шару λ . Шуканими величинами є контактний тиск p_m і зближення δ .

Для підтвердження працездатності розробленого СПМК розв'язано низку тестових задач. Проведено аналіз задачі про взаємодію параболоїду з різними радіусами кривизни з напівпростором. На рис. 11, 12 наведено ілюстрації стягування зони контакту до

На рис. 13 представлені розподіли контактної тиску на осі Ox , які отримано за відомим аналітичним розв'язком та МГЕ. Похибка при визначенні максимального контактної тиску відносно аналітичного розв'язку склала близько 5%. Потрібно відзначити, що при розв'язанні цих тестових задач основною метою є одержання якісної відповідності між розподілами контактної тиску.

Крім того, проведено порівняння розв'язків контактної задачі з урахуванням контактної податливості методом граничних елементів та МСЕ, похибка становить не більше 3%, при цьому МГЕ дає можливість значно скоротити час розв'язання задачі порівняно з МСЕ (рис. 14).

Таким чином, отримані результати підтвердили застосовність розробленого спеціалізованого програмно-модельного комплексу, а також його точність і оперативність. Це дозволило перейти до розв'язання

низки прикладних задач аналізу контактної взаємодії складнопрофільних деталей з урахуванням локальної податливості поверхневого шару.

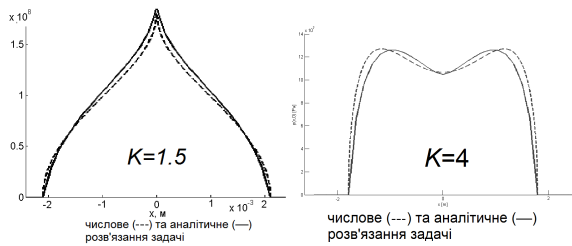


Рис. 13 – Розподіл контактної тиску для різного ступеня розподілу первинного зазору K

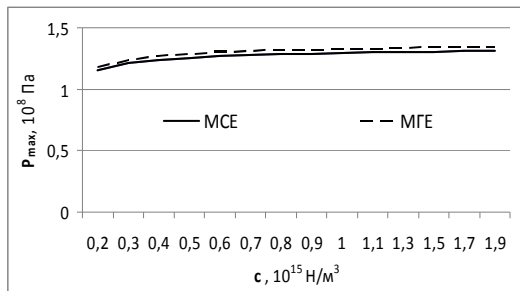


Рис.14 – Залежність максимального контактної тиску від значення податливості проміжного шару

Аналіз задач контактної взаємодії реальних машинобудівних конструкцій

Розв'язана задача дослідження впливу форми зазору і податливості шорсткого шару на характер розподілу контактної тиску. На рис. 15 представлені отримані залежності величини максимального контактної тиску при варіюванні ступеню функції первинного зазору K і параметра податливості проміжного шару θ ($\text{tg } \theta = \lambda / C_{mm}$). Показано, що показник K ступеневі функції розподілу первинного зазору суттєво впливає як на характер розподілу контактної тиску, так і на його максимальні значення. При цьому, чим вище податливість проміжного пружного шару θ , тим екстремум стає менш різко виражений порівняно з випадком контакту гладких тіл.

Проведено дослідження контактної взаємодії прямокутного скругленого в плані штампа з напівпростором. Отримані характерні розподіли контактної тиску при варіюванні геометричних розмірів штампа та шорсткості представлені на рис. 16-18. Показано, що в області варіювання відбувається різка зміна як форми розподілу контактної тиску, так і його максимального значення, а також розмірів контактних площадок. Крім того, введено в розгляд пружний вінклерівський шар. Установлено, що урахування шару згладжує розподіл контактної тиску, причому тим більшою мірою, чим вища його податливість.

Проаналізована також контактна взаємодія підшипника кочення з модифікованим дворадіусним роликом. Оскільки ресурс роликового підшипника значною мірою визначається швидкістю зношування поверхонь кочення ролика і підшипникового кільця, то для зменшення швидкості зношення необхідно мінімізувати

контактний тиск між поверхнею ролика і внутрішньою поверхнею підшипника. Проведено аналіз впливу геометрії контактної поверхні ролика на рівномірність розподілу контактної тиску.

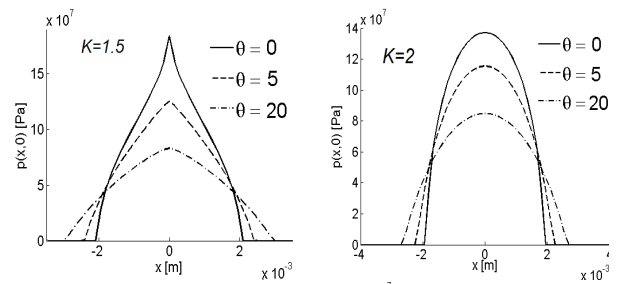


Рис. 15 – Вплив розподілу зазорів в сполученні тіл обертання і податливості пружного шару на характер розподілу контактної тиску

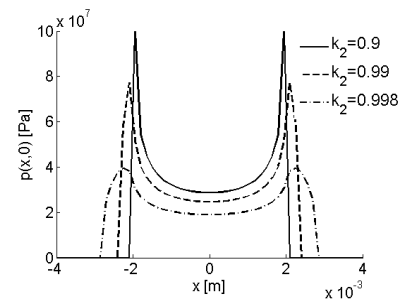
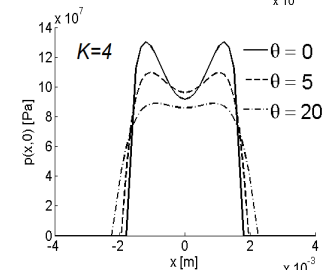


Рис. 16 – Характерні розподіли контактної тиску при варіюванні параметра k_2

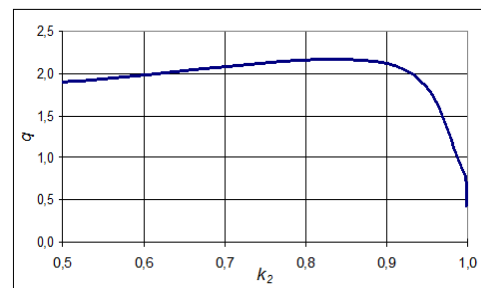
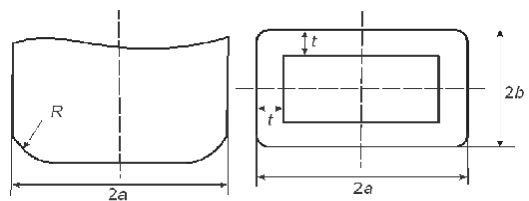


Рис. 17 – Залежність відносного максимального контактної тиску від варіювання параметра k_2

На отриманих картинах розподілу контактної тиску при варіюванні радіусу R_2 , які показані на рис. 19, видно, що у зоні переходу радіусів має місце сплеск контактної тиску, однак за умови постійного значення притисного зусилля можливо досягти вирівнювання форми контактної тиску за рахунок оптимізації

геометрії ролика. Також досліджено напружено-деформований стан модифікованого ролика (рис. 20).

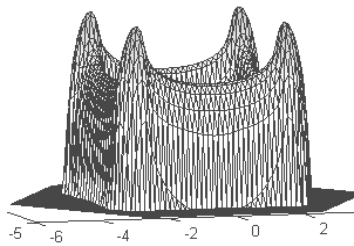


Рис. 18 – Розподіл контактної тиску при $k_2 = 0.998$

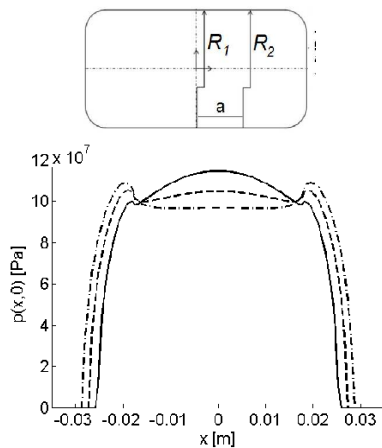


Рис. 19 – Розподіл контактної тиску при варіюванні R_2

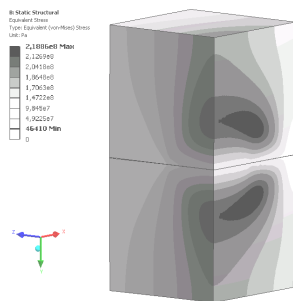


Рис. 20 – НДС дворадіусного ролика: розподіл напружень за Мізесом в центральній зоні контактної плями

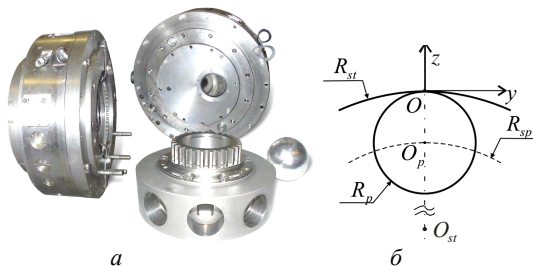


Рис. 21 – Радіальна гідропередача ГОП-900 та профіль бігової доріжки

Однією із прикладних задач контактної взаємодії є дослідження взаємодії кульових поршнів з біговими доріжками в ГОП танкової трансмісії. Проведено аналіз впливу профілю бігових доріжок на кільці статора (рис. 21, а), а також наявності шорсткого шару між контактними поверхнями спряжених тіл, на характер

контактних зон і розподіл контактної тиску.

Профіль бігової доріжки в центральній своїй частці є дугою кола радіуса R_1 з кутовою величиною 2θ . Таким чином, середня частка бігової доріжки є жолобом тороїдальної форми, по якому перекочується поршень при обертанні ротора (рис. 21, б).

Варіювання безрозмірного радіуса бігової доріжки χ ($\chi = ((R_2 - R_1) / R_1) \cdot 100\%$) дало змогу встановити, що для випадку, коли радіус кривизни центральної частини доріжки менше радіуса поршня, контакт здійснюється за двома віддаленими майданчиками еліптичної форми. У випадку, коли радіус бігової доріжки перевищує радіус поршня, спостерігається «герцевський» контакт, який порушується, як тільки пляма контакту виходить за межі центральної тороїдальної частини бігової доріжки на перехідну частину профілю.

На рис. 22 показано, що варіювання відносної податливості L ($L = \lambda / C_{mm}$) істотно впливає і на характер розподілу, і на величину контактної тиску.

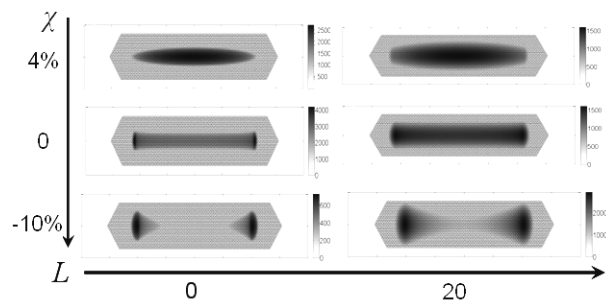


Рис. 22 – Розподіли контактної тиску варіюванні радіусу бігової доріжки χ та податливості L

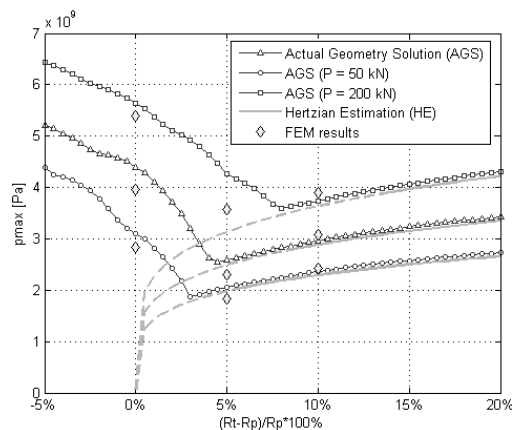


Рис. 23 – Залежності максимального контактної тиску від параметру χ для різних навантажень, отримані різними методами

З ростом податливості рівень тиску знижується, розміри контактної плями зростають, а розподіл контактної тиску стає більш гладким. Також отримана діаграма значень максимального контактної тиску, які передбачені теорією Герца та розв'язками МСЕ і МГР, що демонструє межі застосовності цих методів в даному випадку. Зокрема, підтверджено, що МГР є ефективним інструментом аналізу, який поєднує точність (рис. 23) та оперативність, оскільки кількість рівнянь МГР

зменшується на порядки.

Одержані в ході розв'язання описаних задач результати підтвердили ефективність, точність та адекватність запропонованих підходів, методів і моделей до дослідження НДС складнопрофільних тіл з урахуванням довільної форми зазору між контактуючими тілами та локальної податливості проміжного шару спряжених поверхонь.

Експериментальне дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл

Для дослідження контактної взаємодії задіяна технологія контактних відбитків з використанням чутливих плівок фірми Fujifilm. Запропоновано проміжний пружний шар моделювати за допомогою гуми. Для обґрунтування адекватності такого моделювання проведено експеримент, у якому чутливі плівки розташовувались над шаром гуми і під ним, що відображає відповідність запропонованої експериментальної моделі з моделлю основи Вінклера. На рис. 24 представлені контактні відбитки та відповідні їм розшифровки, які отримані під час проведення експерименту. На рис. 25 показані відповідні цим випадкам розподіли контактної взаємодії тиску. Різниця між максимальними значеннями контактної взаємодії тиску, отриманими над шаром і під ним, склала 5 %, а між розмірами одержуваних контактних плям – менше одного відсотка. Таким чином, для проведення експериментів обґрунтовано вибір гуми як матеріалу проміжного пружного шару для зменшення потрібних для експерименту зусиль.

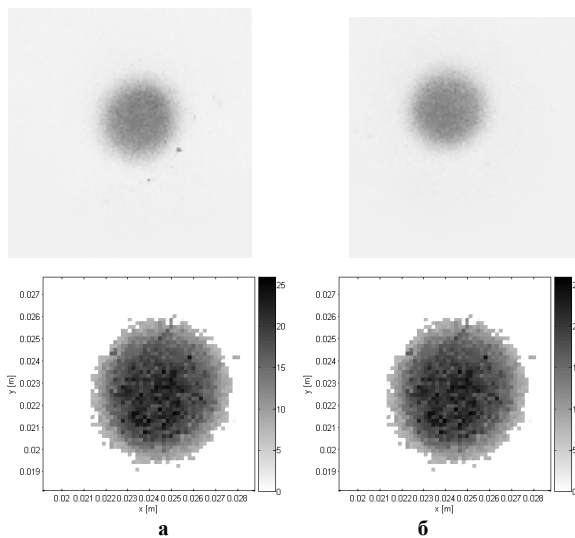


Рис. 24 – Контактні відбитки та результати їх аналізу, які отримано:
а – над проміжним шаром; б – під проміжним шаром

Проведено експеримент, в ході якого визначалася величина податливості шару гуми. Як макет використано циліндричний пуансон, який вдавлювався в плоску основу за допомогою гвинтової пари, а за допомогою мікрометра визначалися переміщення верхньої площини циліндричного пуансона залежно від прикладеного навантаження. Для моделювання різної податливості шару використовувалося від одного до трьох шарів гуми. Під

час експерименту отримано величину податливості λ одного шару гуми, яка дорівнює $0,77 \cdot 10^{-11}$ м/Па. Порівняння з числовим розв'язком задачі запропонованим у роботі методом урахування наявності проміжного шару (рис. 26) свідчить, що розбіжність результатів склала не більше 10 %.

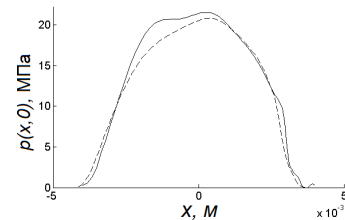


Рис. 25 – Розподіл контактної взаємодії тиску:
— над проміжним пружним шаром;
--- під проміжним пружним шаром

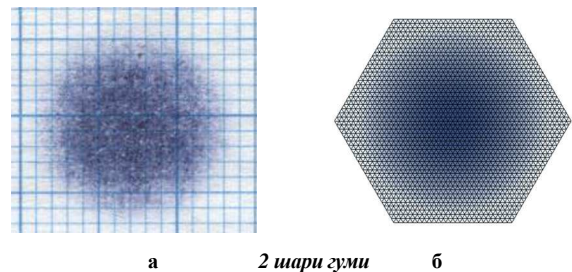


Рис. 26 – Результати дослідження контактної взаємодії:
а – контактні плями в сполученні кулі з плоским блоком;
б – відповідні їм числові розв'язки задачі

Отримано ряд контактних відбитків і розподілів контактної взаємодії тиску у спряженні елементів гідрооб'ємної передачі. Проведені комплексні дослідження контактної взаємодії показали повну якісну відповідність прогнозованої розрахунково та зафіксованої експериментально поведінки контактних зон і тиску при варіюванні податливості проміжного шару та притискного зусилля (рис. 27, 28).

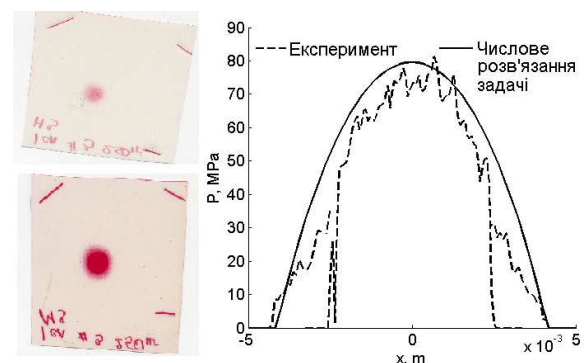


Рис. 27 – Контактні відбитки, отримані під час експерименту, та порівняння розподілів контактної взаємодії тиску, отриманих експериментально та МГЕ

Таким чином, за допомогою експериментальних досліджень продемонстрована адекватність запропонованих методів, достовірність та точність побудованих моделей, одержаних результатів досліджень складнопрофільних тіл з урахуванням податливості

поверхневого шару, а також та підтверджені отримані результати числових досліджень, що проведені в роботі. Виявлена похибка становить близько 10 %, а її вплив на загальний характер розподілу контактної тиску оцінюється як незначний.

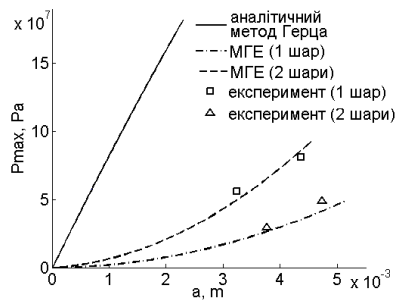


Рис. 28 – Співставлення числових та експериментальних залежностей максимального контактної тиску від розміру контактної плями та податливості проміжного шару

Висновки

У роботі поставлена та розв'язана задача аналізу контактної взаємодії при різній локалізації контакту, формі контактуючих складнопрофільних тіл і податливості проміжного шару спряжених поверхонь. При цьому отримані наступні наукові результати.

1. Запропоновано використовувати модель Вінклера для моделювання проміжного шару в загальній системі рівнянь методу граничних інтегральних рівнянь. Отримані співвідношення для дослідження контактної взаємодії шорстких складнопрофільних тіл як узагальнення аналітичної системи рівнянь та нерівностей для гладких тіл.

2. Розроблена комплексна математична модель НДС з урахуванням контактної взаємодії реалізована у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу на основі методу граничних елементів. Запропоновано співвідношення для урахування величини локальної податливості поверхневого шару та глобальної податливості контактуючих складнопрофільних тіл. В ході розв'язання низки тестових задач підтверджена висока точність та оперативність розробленого спеціалізованого програмно-модельного комплексу (похибка – 3-5 %).

3. Із застосуванням спеціалізованого програмно-модельного комплексу розв'язано низку прикладних задач моделювання НДС з урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних тіл. При розв'язанні задачі про взаємодію елементів підшипника кочення з модифікованим роликом встановлено, що максимальний контактний тиск при використанні дворадіусного профілю знижується на 7 % порівняно з однорадіусним. Під час аналізу впливу профілю бігових доріжок ГОП та наявності шорсткого шару на розподіл контактної тиску встановлено, що при зусиллі 100 кН оптимальними параметрами для мінімізації контактної тиску є наступні: радіус бігової доріжки перевищує радіус поршня на 4 %, а шорсткість контактуючих поверхонь відповідає шліфовці. При дослідженні впливу форми розподілу зазору між тілами обертання встановлено, що для

випадку розподілу у вигляді ступеневої функції з показником $1 < K < 2$ у центрі виникає гострий максимум; при $K = 2$ – еліпсоїдальний розподіл із гладким максимумом; при $K > 2$ – локальний мінімум. При цьому розміщення податливого шару згладжує екстремуми, знижує максимуми контактної тиску та розширює контактну пляму. Також встановлено, що при скінченних розмірах контактуючих параболоїдів із зростанням притискного зусилля контактний тиск спочатку розподіляється, як у моделі Герца, а потім, коли контактна пляма підступає до границі тіла у плані, перетворюється практично у плато із рівномірним розподілом у середній частині та різким зниженням із наближенням до периферії.

4. Під час експериментального визначення контактних зон і контактної тиску при дослідженні взаємодії кульового поршня з біговою доріжкою гідропередачі підтверджені якісні та кількісні ефекти зміни розподілу контактних зон і тиску при наявності і варіюванні податливості пружного шару між контактуючими тілами (похибка отриманих результатів – близько 10 %).

Таким чином, отримано повне підтвердження адекватності математичних моделей, обґрунтованості вибору методів числових досліджень, відповідності створених моделей, а також достовірності і точності одержаних результатів.

У подальшому передбачається розв'язання низки задач аналізу напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл із урахуванням їхньої контактної взаємодії.

Список джерел

1. Crouch S.L. Boundary Element Methods in Solid Mechanics: With Applications in Rock Mechanics and Geological Engineering. / S.L. Crouch, A.M. Starfield. – George Allen & Unwin, 1983. – 322 p.
2. Vollebregt E.A.H. 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT" / E.A.H. Vollebregt // Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – China, 2012. – Vol. 96. – P. 201–209.
3. Vollebregt E.A.H. Refinement of Kalker's rolling contact model ollebregt. In: Bracciali editor / E.A.H. Vollebregt // Proceedings of the 8th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems. – 2009. – P. 149–156.
4. Стренг Э. Теория метода конечных элементов / Стренг Э., Фикс Дж. – М.: Мир, 1977. – 349 с.
5. Norrie D.H. An introduction to finite element analysis / D.H. Norrie and G.De Vries. – Academic Press, London, 1978. – 301 p.
6. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203 с.
7. Ткачук Н. Н., Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения / Ткачук Н. Н., Мовшович И. Я., Ткачук Н. А., Скрипченко Н. Б., Литвиненко А. В. // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 3 – С. 3-10.
8. Ткачук Н. Н., Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие уравнения / Ткачук Н. Н., Мовшович И. Я., Ткачук Н. А., Скрипченко Н. Б., Литвиненко А. В. // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2014. – № 4 – С. 3-8.
9. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math. – 1881. – Vol. 92. – P. 156-171.
10. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / Джонсон К. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
11. Штаерман М. Я. Контактная задача теории упругости /

Штаерман М. Я. – Л.: Гостехиздат, 1949. – 270 с.

Bibliography (transliterated)

1. **Crouch S.L.** Boundary Element Methods in Solid Mechanics: With Applications in Rock Mechanics and Geological Engineering. / **S.L. Crouch, A.M. Starfield.** – George Allen & Unwin, 1983. – 322 p.
2. **Vollebregt E.A.H.** 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT" / **E.A.H. Vollebregt** // Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/ Wheel Systems. – China, 2012. – Vol. 96. – P. 201–209.
3. **Vollebregt E.A.H.** Refinement of Kalker's rolling contact model ollebregt. In: Bracciali editor / **E.A.H. Vollebregt** // Proceedings of the 8th international conference on contact mechanics and wear of rail/wheel systems. – 2009. – P. 149–156.
4. **Streng E.** Teoriya metoda konechnykh elementov / **Streng E., Fiks Dzh.** – М.: Mir, 1977. – 349 p.
5. **Norrie D.H.** An introduction to finite element analysis / **D.H. Norrie, G.De Vries.** – Academic Press, London, 1978. – 301 p.
6. **Tkachuk N.N.** Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya slozhnoprofilnykh elementov mashinostroitelnykh konstruksiy s

kinematicheski sopryazhennyimi poverhnostyami: dis. ... kand. tehn. nauk: spets. 05.02.09. – Kharkov, 2011. – 203 p.

7. **Tkachuk N.N.** Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i sherohovatykh tel metodom granichnykh elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya / **Tkachuk N.N., Movshovich I.Ya., Tkachuk N.A., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V.** // KShP. OMD. – М.: ООО „Tiso Print”, 2014. – No 3 – P. 3-10.
8. **Tkachuk N.N.** Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya gladkih i sherohovatykh tel metodom granichnykh elementov: modeli i razreshayuschie uravneniya / **Tkachuk N.N., Movshovich I.Ya., Tkachuk N.A., Skripchenko N.B., Litvinenko A.V.** // KShP. OMD. – М.: ООО „Tiso Print”, 2014. – No 4 – P. 3-8.
9. **Hertz H.** Über die Berührung fester elastischer Körper / **H. Hertz** // J. Reine Angew. Math.. – 1881. – Vol. 92. – P. 156-171.
10. **Dzhonson K.** Mehanika kontaktnogo vzaimodeystviya / **Dzhonson K.** – М.: Mir, 1989. – 510 p.
11. **Shtaerman M. Ya.** Kontaktnaya zadacha teorii uprugosti / **Shtaerman M. Ya.** – Л.: Gostehizdat, 1949. – 270 p.

Надійшла (received) 10.10.2016.

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Контактна взаємодія складнопрофільних деталей з урахуванням локальної податливості поверхневого шару / **Скрипченко Н. Б., Ткачук М.М., Неділько К. Д., Киричук Д.В., Борисенко С.В., Касай О.І.** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 93–101. – Бібліогр. 11 назв. – ISSN 2079–0775.

Contact interaction of complex-shaped details with local compliance of the surface layer / **Skripchenko N., Tkachuk M., Nedilko K., Kyrychuk D, Borysenko S., Kasai O.** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 93-101. – ISSN 2079–0775.

Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей с учетом локальной податливости поверхностного слоя / **Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.Н., Неділько К.Д., Киричук Д.В., Борисенко С.В., Касай Е.И.** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: машиностроение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 93–101. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Скрипченко Наталія Борисівна – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Skripchenko Nataliia– Ph.D., NTU "KhPI", junior researcher at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-65-34; e-mail: natalia.skripchenko@ntu.kharkiv.edu.

Ткачук Микола Миколайович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", докторант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Tkachuk Mykola– Ph.D., NTU "KhPI", doctorante at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines, tel.: (057) 707-69-01; e-mail: mikolei@rambler.ru.

Неділько Катерина Дмитрівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент, тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Nedilko Katerina– National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student, tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Киричук Дмитро Валентинович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. ТМ-82Б

Kyrychuk Dmytro– National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of TM-82B group

Борисенко Сергій Вікторович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. ТМ-82Б

Borysenko Serhiy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of TM-82B group

Касай Олена Ігорівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. ТМ-82Б

Kasai Olena – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of TM-82B group

УДК 539.3: 004.94

М.А. ТКАЧУК, О.І. ШЕЙКО, А.В. НАБОКОВ, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ, О.В. ЛИТВИНЕНКО

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТА ПРАКТИКА ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН НА ОСНОВІ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

З метою вирішення проблеми проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин розроблені теоретичні основи комп'ютерного моделювання процесів та станів найбільш навантажених і відповідальних конструкцій цих машин. При цьому враховуються різні важливі чинники, які раніше не враховувалися. Зокрема, це проектно-технологічні параметри бронекорпусів: вони впливають на міцність, жорсткість захищеність та динамічні властивості цих бронекорпусів. Шляхом цілеспрямованого варіювання параметрів досягається потрібний рівень тих чи інших тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин. Наведені ілюстрації досліджень.

Ключові слова: легкоброньована бойова машина, комп'ютерне моделювання, напружено-деформований стан, ударна хвиля, бронепробиття, бронезахищеність

In order to solve the problem of design and technological support of tactical and technical characteristics of the combat armor-Rowan machines developed the theoretical basis of computer modeling of processes and conditions the most loaded and critical structures of these machines. This takes into account a variety of important factors that were not considered previously. In particular, this design hulls process parameters that affect the strength, rigidity and security dinical properties of these hulls. Through targeted variation of parameters achieved the necessary level of certain performance characteristics of armored combat vehicles. These studies illustrate.

Keywords: lightly armored fighting vehicle, computer modeling, stress-strain state, the shock wave, armor, body armor

С целью решения проблемы проектно-технологического обеспечения тактико-технических характеристик боевых бронированных машин разработаны теоретические основы компьютерного моделирования процессов и состояний наиболее нагруженных и ответственных конструкций этих машин. При этом учитываются различные важные факторы, которые ранее не рассматривались. В частности, это проектно-технологические параметры бронекорпусов, которые влияют на прочность, жесткость защищенность и динамические свойства этих бронекорпусов. Путем целенаправленного варьирования параметров достигается необходимый уровень тех или иных тактико-технических характеристик боевых бронированных машин. Приведенные иллюстрации исследований.

Ключевые слова: легкобронированная боевая машина, компьютерное моделирование, напряженно-деформированное состояние, ударная волна, бронепробиваемость, бронезащита

Вступ

У роботі [1] було поставлено актуальну і важливу для бронетанкобудування України проблему. Вона полягає у розробці теоретичних основ та комп'ютерних засобів проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик (ТТХ) легкоброньованих бойових машин (ЛБМ).

Дійсно, ця проблема є значущою у будь-який час. Проте, з урахуванням військово-політичних умов, що склалися в Україні у зв'язку із проведенням бойових дій у східних областях, ця проблема набуває надзвичайної гостроти. Отже, загальний підхід, що представлений у роботі [1], набуває особливої ваги, адже він слугує методологічною основою побудови нових методів, моделей, засобів забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин шляхом обґрунтування відповідних проектно-технологічних рішень на основі комп'ютерного моделювання процесів та станів найбільш навантажених і відповідальних елементів конструкцій легкоброньованих бойових машин (ЛБМ).

Аналіз стану проблеми

Як зазначається у роботах [2–4], для забезпечення ТТХ сучасних бойових броньованих машин можуть бути застосовані найрізноманітніші засоби. Проте, як підкреслено в роботі [1], сама ця проблема є комплексною, а, отже, й інструменти її вирішення повинні носити комплексний характер. Відповідно, у роботі [1]

запропоновано застосовувати метод узагальненого параметричного моделювання процесів та станів у складних механічних системах [5], який був розвинений та адаптований для розв'язання задач синтезу проектно-технологічних параметрів бойових броньованих машин задля досягнення заданих ТТХ.

Певні аспекти запропонованого підходу викладені у роботах [4–7]. Разом із тим потребують своєї реалізації ті методи та моделі, що були описані у загальному вигляді. Також вони вимагають ілюстрації щодо потенційних можливостей застосування до розв'язання окремих частинних задач. Отже, постала актуальна і важлива науково-технічна проблема, що потребує свого вирішення та яка стала змістом цієї роботи.

Мета роботи – реалізація наукових основ проектно-технологічного забезпечення захищеності і міцності легкоброньованих бойових машин на основі результатів математичного та комп'ютерного моделювання фізико-механічних процесів і станів бронекорпусів при дії засобів ураження із урахуванням технологічних чинників і обґрунтування на їх основі раціональних проектно-технологічних

© Ткачук М.А., Шейко О.І., Набоков А.В.,
Грабовський А.В., Литвиненко О.В., 2016

рішень.

Методи та моделі

Для ілюстрації можливостей підходу, запропонованого в роботі [1] та описаного в [7], досліджені декілька фізико-механічних процесів та станів в бронекорпусах легкоброньованих машин, що впливають на ТТХ цих машин. У роботі описане розв'язання серії задач, що у сукупності спрямовані на забезпечення підвищення ТТХ легкоброньованих машин на основі моделювання різних фізико-механічних процесів і станів у бронекорпусах при їх бойовому застосуванні та обґрунтування відповідних проектно-технологічних параметрів бронекорпусів.

Зокрема, при побудові математичної моделі пружно-пластичного деформування бронекорпусів при проходженні ударної хвилі сформульовані нові рівні та критерії захищеності при дії ударної хвилі на бронекорпуси бойових броньованих машин. На додаток до традиційних критеріїв типу недопущення пластичних деформацій (тобто неперевищення еквівалентними напруженнями $\sigma_{\text{екв}}$ межі текучості σ_T) $\sigma_{\text{екв}} \leq \sigma_T$, або збереження герметичності (тобто неперевищення деформаціями допустимого рівня δ) $\varepsilon \leq \delta$, висувається вимога збереження цілісності бронекорпуса (тобто неперевищення $\sigma_{\text{екв}}$ межі міцності σ_B) – новий критерій, більш адекватний: $\sigma_{\text{екв}} \leq \sigma_B$.

У роботі, на відміну від традиційних підходів, враховані різні властивості й поведінка матеріалу бронепанелі і внутрішньої силової структури. Також вперше врахована залежність межі міцності і пластичності від швидкості деформування (рис. 1).

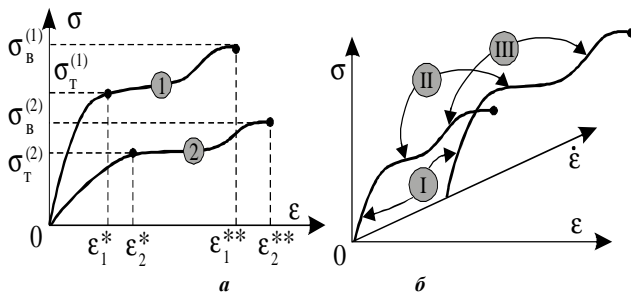


Рис. 1 – Залежність межі міцності і пластичності від швидкості деформування:

- а – діаграма « $\sigma - \varepsilon$ » для матеріалів бронепанелі 1 та внутрішнього силового каркасу 2 бронекорпусів;
б – діаграма характеру залежностей « $\sigma - \varepsilon - \dot{\varepsilon}$ » при швидкісному деформування матеріалів бронекорпусів

Використані закони пластичної течії інкрементального типу і геометрично нелінійні співвідношення для деформацій. Для опису процесу обтікання бронекорпусів ударною хвилею застосовуються рівняння Нав'є-Стокса. Математична модель процесу бронепробиття будується на основі рівнянь механіки суцільного середовища: збереження маси, енергії та кількості руху. Поряд із цим застосовуються емпіричні формули для оцінки інтегральних характеристик бронепробиття.

При дослідженні динамічного напружено-деформованого стану бронекорпусів при дії зусиль віддачі записується система лінійних рівнянь механіки суцільного середовища, а також початкові і крайові умови. Для статичного НДС тонкостінної конструкції встановлюється можливість лінеаризації його компонент при варіюванні проектно-технологічних параметрів. Ця закономірність поширена і на динамічний напружено-деформований стан.

У роботі для представлення функції відгуку запропоновано використовувати кусково-лінійну апроксимацію у кожному квадранті. Для цього використовується методологія "реперних" розв'язків. На відміну від відомих підходів, запропонована нова методологія уточнення скінченно-різницевої апроксимації на основі скінченних різниць – за "реперними" розв'язками.

Таким чином, на відміну від технологій "чорної" та "білої (прозорої) скриньки", розроблена нова технологія "сірої скриньки". При цьому ступінь "прозорості" цієї "скриньки" збільшується шляхом поєднання двох процедур:

- 1) за рахунок зменшення кроку дискретизації області параметричного простору;
- 2) в результаті локалізації зони розміщення поточного наближення розв'язку.

У цьому – принципова відмінність даного методу. Він пропонує поєднання точності та оперативності розв'язання задач синтезу. Крім того, він зводить задачу синтезу до стандартної задачі лінійного програмування. Розроблений підхід застосовний для широкого кола задач: і бронезахищеності, і міцності, і відлаштування від резонансів.

При розв'язанні цієї задачі основний наголос робиться на впровадженні методу узагальненого параметричного моделювання та реалізації математичних моделей у вигляді спеціалізованих програмно-моделних комплексів (СПМК). Основна ідея – поєднання переваг потужності універсальних програмних пакетів і націленість на об'єкт досліджень за рахунок спеціалізованих модулів. Основою СПМК є параметризовані моделі, які дають змогу варіювати сам об'єкт досліджень, зберігаючи його цілісність із точки зору геометричної форми, властивостей матеріалів, діючих навантажень і граничних умов (рис. 2).

Створені підсистеми моделювання ударно-хвильової дії на бронекорпус, дії на нього кінематичних боеприпасів, динамічних зусиль, а також чутливості динамічних характеристик до зміни проектно-технологічних параметрів бронекорпусів. Вони були апробовані на тестових задачах про напружено-деформований стан легкоброньованих бойових машин (рис. 3).

Розроблено також програмний код та моделі для аналізу спектру власних частот (ВЧ) коливань при варіюванні проектно-технологічних параметрів. Так, для тестової

моделі корпусу бронетранспортера БТР-3Е (див. рис. 3) отримані власні частоти та форми коливань залежно

від зміни товщини панелей легкоброньованих машин (рис. 4–6).

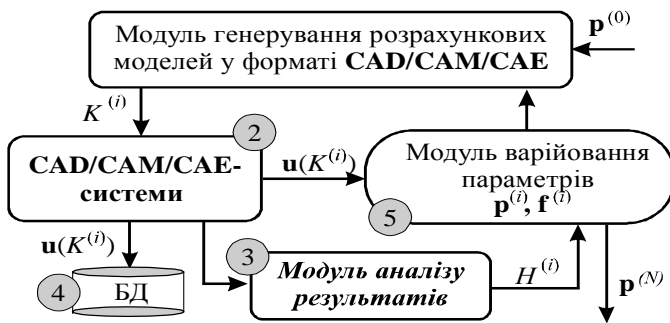


Рис. 2 – Структура спеціалізованого програмно-моделного комплексу для розв'язання задач аналізу та синтезу

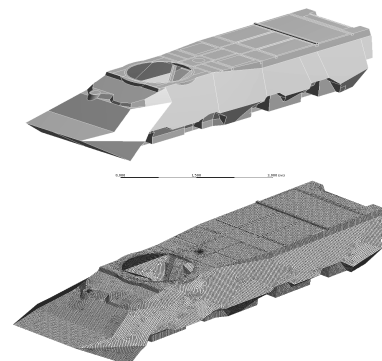


Рис. 3 – Геометрична та скінченно-елементна моделі бронекорпусів БТР-3Е

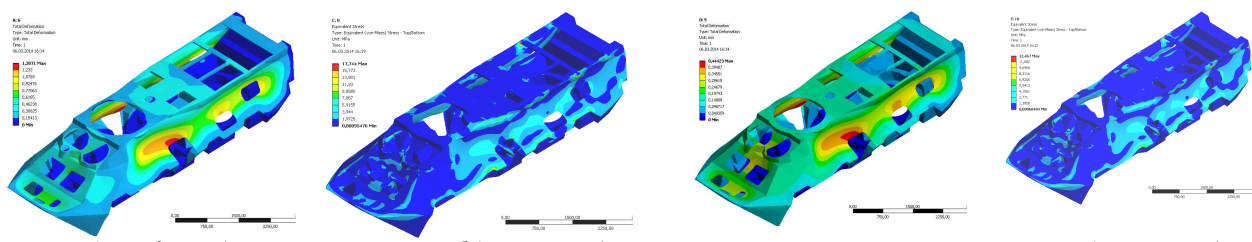


Рис. 4 – Характерні картини розподілу компонентів НДС при варіюванні товщини бронепанелей корпусу БТР-3Е: а – 6 мм, б – 8 мм, в – 9 мм, г – 10 мм

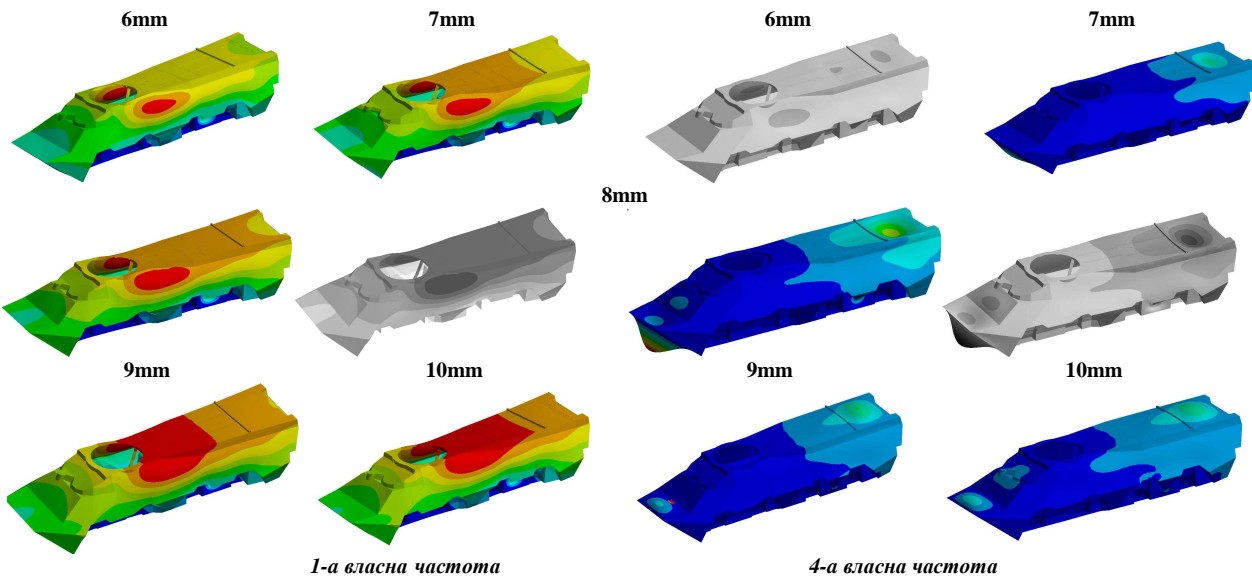


Рис. 5 – Деякі власні форми коливань для номінального (8 мм) розподілу товщини і при варіюванні товщини

Висновки

У роботі отримала рішення актуальна науково-практична проблема розробки теоретичних основ проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин шляхом обґрунтування технічних рішень бронекорпусів за критеріями захищеності, міцності, жорсткості, віброзбудливості від дії комплексу уражаючих чинників, що має велике значення для бронетанкобудування України.

Отримані наступні наукові результати:

1. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення розроблений новий підхід до забезпечення заданих тактико-технічних характеристик легкоброньованих бойових машин, який полягає в їх забезпеченні як результату взаємодії та взаємовпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше множина технологічних чинників залучена як така, що певною мірою визначає рівень ТТХ і як варійована, шукана.

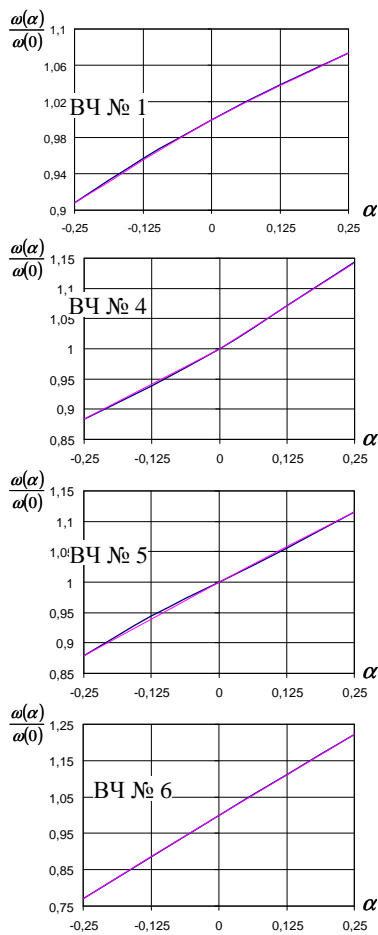


Рис. 6 – Власні частоти коливань бронекорпуса, віднесені до значень ВЧ з базовим значенням товщини панелей (8 мм), в залежності від ступеня стонцювання / потовщення цих панелей

2. Запропонований новий підхід інтегрований у комплекс математичних моделей, які, на відміну від відомих спрощених, є нелінійними та більш адекватними, і в них імплементовано усі варійовані, у тому числі технологічні, параметри. Також у цих моделях відображені не тільки фізичні, геометричні, структурні нелінійності, але і параметричні, що відрізняє їх від відомих. При цьому новими якостями створених моделей є те, що складові ТТХ можуть визначатися у ході аналізу фізико-механічних процесів і станів як їхній прямий результат. Важливою відмінною особливістю даних моделей є врахування раніше невраховуваних фізичних чинників, зокрема: залежність напружень не тільки від деформацій, а й від швидкості деформування; наявність декількох ділянок на кривій "напруження-деформації", а, відповідно, і формування критеріїв захищеності за різними умовами і рівнями; вплив технологічно зумовлених неоднорідностей за товщиною бронепанелей та в їх плані, що викликається термохімічними впливами при прокатці, гарячому штампуванні і при зварюванні бронелистів, на їхні захисні властивості; вплив проектно-технологічних параметрів на динамічний напружено-деформований стан і віброзбудливість бронекорпусів; розширено множину чинників, що враховуються при моделюванні

уражаючих впливів.

3. Комплекс математичних моделей на основі нового підходу реалізований у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу, який, на відміну від відомих, побудований на поєднанні переваг універсальних програмних продуктів і спеціалізованих модулів, які враховують особливості того чи іншого конкретного об'єкта досліджень і переводять їх у предметну область. На цій основі створені моделі газодинамічного обтікання бронекорпусів машин типу МТ-ЛБ, БТР-80, БТР-3Е та інших, а також їх пружно-пластичного деформування і руйнування під дією ударної хвилі та кінетичних боєприпасів, моделі динамічного напружено-деформованого стану та віброзбудливості бронекорпусів при дії зусиль віддачі та інших чинників. Створений СПМК дає змогу інтегрувати його у системи автоматизованого проектування, технологічної підготовки виробництва та досліджень, експлуатованих в КБ, НДІ, університетах, на підприємствах, причому у режимі їх штатного функціонування.

4. Проведений та описаний у роботі комплекс числових досліджень реакції бронекорпусів ЛБМ на дію засобів ураження дав можливість установити закономірності їх впливу на захищеність та розробити рекомендації щодо обґрунтування проектно-технологічних параметрів.

Надалі запропоновані підходи будуть застосовані для обґрунтування параметрів перспективних легкоброньованих бойових машин.

Список літератури

1. **Ткачук М.А.** Науковий супровід проектно-технологічних розробок задля забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / **М.А. Ткачук, О.В. Литвиненко, А.В. Грабовський** // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, 22-23 вересня 2015). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2015. – С. 61–65.
2. **Чепков І.Б.** Модель обоснования технических решений защитных устройств боевых бронированных машин / **И.Б. Чепков** // Артиллер. и стрелковое вооружение. – 2011. – № 4. – С. 42-46.
3. Основы военно-технических исследований. Теория и приложения: монография: [в 4 т.]. Т. 4. Методология исследования сложных систем военного назначения / **С.В. Лапицкий, А.В. Кучинский, А.И. Сбитнев [и др.]**; ред.: С.В. Лапицкий. – К.: 2013. – 477 с.
4. **Чепков І.Б.** Основні напрями розвитку озброєння і військової техніки. Організаційні і економічні механізми державної підтримки оборонної промисловості / **І.Б. Чепков** // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень 2015). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2015. – С. 8–13.
5. **Ткачук Н.А.** Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / **Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук** // Механика та машинобудування – Харків: НТУ "ХПИ". – 2006. – №1. – С. 57-79.
6. **Танченко А.Ю.** Метод прямого конечного возмущения конечно-элементных моделей при численном исследовании

динамических, жестких и прочностных характеристик тонкостенных элементов машин строительных конструкций / **А.Ю.Танченко, А.В. Литвиненко, А.Д. Чепурной, Ю.В. Костенко, Н.А. Ткачук** // Вестник Брянского государственного технического университета. – Брянск: БГТУ, 2014. – № 4(44). – С.114-124.

7. **Ткачук Н.А.** Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / **М.А. Ткачук, О.І. Шейко, А.В. Набоков, А.В. Грабовський, О. В. Литвиненко** // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, вересень 2016 р.). – К.: ТОВ "Міжнародний виставковий центр", 2016.

Bibliography (transliterated)

1. **Tkachuk M.A.** Naukovyy suprovod proektno-tehnolohichnykh rozrobok zadlya zabezpechennya taktyko-tehnichnykh kharakterystyk boyovykh bron'ovanykh mashyn / **M.A. Tkachuk, O.V. Lytvynenko, A.V. Hrabovskyy** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya obronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikativnyy zakhid (Kyiv, 22-23 veresnya 2015). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2015. – P. 61–65.

2. **Chepkov I.B.** Model' obosnovaniya tehniceskikh reshenij zashhitykh ustrojstv boevykh bronirovannykh mashin / **I.B. Chepkov** // Artiller. i strelkovoje vooruzhenie. – 2011. – No 4. – P. 42-46.

3. Osnovy voenno-tehnicheskikh issledovanij. Teorija i prilozhenija: monografija: [v 4 t.]. T. 4. Metodologija issledovanija slozhnykh sistem voennogo naznachenija / **S.V. Lapickij, A.V. Kuchinskij, A.I. Sbitnev** [i dr.]; red.: **S.V. Lapickij**. – Kiev: 2013. – 477 p.

4. **Chepkov I.B.** Osnovni napryamy rozvytku ozbrojenyja i viys'kovoyi tekhniki. Orhanizatsiyni i ekonomichni mekhanizmy

derzhavnoyi pidtrymky obronnoyi promyslovosti / **I.B. Chepkov** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya obronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikativnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2015). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2015. – P. 8–13.

5. **Tkachuk N.A.** Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija / **N.A. Tkachuk, G.D. Gricenko, A.D. Chepurnoj, E.A. Orlov, N.N. Tkachuk** // Mehanika ta mashinobuduvannja – Kharkiv: NTU "KhPI", 2006. – No 1. – P. 57-79.

6. **Tanchenko A.Ju.** Metod prjamoego konechnogo vozmushhenija konechno-jelementnykh modelej pri chislennom issledovanii dinamicheskikh, zhestkostnykh i prochnostnykh kharakteristik tonkostennykh jelementov mashin stroitel'nykh konstrukcij / **A.Ju. Tanchenko, A.V. Litvinenko, A.D. Chepurnoj, Ju.V. Kostenko, N.A. Tkachuk** // Vestnik Brjanskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta. – Brjansk: BGTU, 2014. – № 4(44). – P.114-124.

7. **Tkachuk N.A.** Teoretichni osnovy ta praktyka proektno-tehnolohichnoho zabezpechennya taktyko-tehnichnykh kharakterystyk boyovykh bron'ovanykh mashyn / **M.A. Tkachuk, O.I. Sheyko, A.V. Nabokov, A.V. Hrabovskyy, O. V. Lytvynenko** // Perspektivy naukovo-tehnolohichnoho zabezpechennya obronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy: Informatsiyno-komunikativnyy zakhid (Kyiv, veresen' 2016 r.). – Kyiv: TOV "Mizhnarodnyy vystavkovyy tsentr", 2016.

Поступила (received) 10.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин на основі комп'ютерного моделювання / **М.А. Ткачук, О.І. Шейко, А.В. Набоков, А.В. Грабовський, О.В. Литвиненко** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 102–106.– Бібліогр. 7 назв. – ISSN 2079-0775.

Theoretical grounds and practice of engineering and technological support of tactical and technical characteristics of armored fighting vehicles based on computer modeling / **M.A. Tkachuk, O. Sheyko, A. Nabokov, A. Grabovskiy, O. Litvinenko** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 102–106. –ISSN 2079-0775.

Теоретические основы и практика проектно-технологического обеспечения тактико-технических характеристик боевых бронированных машин на основе компьютерного моделирования / **Н.А. Ткачук, А.И. Шейко, А.В. Набоков, А.В. Грабовский, А.В. Литвиненко** // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 102–103. – Библиогр. 7 назв. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, НТУ "ХПІ", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Шейко Олександр Іванович – головний інженер. ДП "Завод ім. В.О. Малишева", тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Sheyko Oleksandr – chief engineer at the SE "Zavod im. V. O. Malisheva", tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Набоков Анатолій Володимирович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Nabokov Anatoliy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Grabovskiy Andrey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), NTU "KhPI", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department, tel.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Литвиненко Олександр Віталійович – доктор технічних наук, директор ООО Научно-инженерный центр УК "Рэйл-ТрансХолдинг", Мариуполь, Украина.

Litvinenko Oleksandr – Doctor of Technical Sciences, Director at the JSC "Science Engineering Center UK" RailTransHolding", Mariupol, Ukraine

УДК 621.43:62-192

**О.І. ШЕЙКО, М.Л. БЕЛОВ, А.П. МАРЧЕНКО, М.А.ТКАЧУК, С.О. КРАВЧЕНКО,
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В.Г. ГОНЧАРОВ**

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСКРЕТНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ВІЙСЬКОВОЇ ТА ЦИВІЛЬНОЇ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

У роботі розроблені науково-технічні основи підвищення ресурсу та забезпечення міцності, довговічності, високих технічних і тактико-технічних характеристик серії двигунів і агрегатів для спеціальної техніки за рахунок створення і впровадження гами технологій зміцнення робочих поверхонь контактуючих деталей. Наукова новизна представленої роботи полягає в тому, що в ній на основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепція і методи підвищення ресурсу серії двигунів і спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також у вирішенні серії фундаментальних і прикладних завдань. Науково-практична значимість роботи полягає в розробці принципово нових технічних рішень щодо забезпечення високої міцності та ресурсу деталей високонавантажених пар двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Розроблена та впроваджена у виробництво (виготовлення й ремонт) спеціальної техніки гама методів зміцнення, які, порівняно із традиційними, суттєво (у 2-4 рази) підвищують ресурс, міцність та стійкість. Запропоновано спосіб посилення дії кожного з названих методів шляхом їх комбінації із набагато більшим ефектом, ніж від кожного зокрема. Це дає ефект одночасного поліпшення усіх трибомеханічних характеристик пар тертя.

Ключові слова: ресурс, надійність, зміцнення, дискретно-континуальне зміцнення, напружено-деформований стан

The objective is to develop of scientific and technological bases for increasing of resource and ensuring of strength, durability, high technical and performance characteristics of series engines and aggregates for special equipment by creating and implementing of range of technologies for strengthening of working surfaces in contacting details. Scientific novelty of presented work is that based on set-theoretic approach new concept and methods are proposed for resource increasing for series of engines and special equipment by creating new technologies for strengthening their detail's surface, as well as in solving of fundamental and applied problems: Scientific and practical importance of the work is to develop fundamentally new technical solutions to ensure high strength and resource for details of heavy-loaded couples of engines and aggregates of special equipment. A range of methods of strengthening is developed and put into manufacturing (production and maintenance) of special equipment that, compared with traditional considerably (2-4 times) increase resource, strength and stability. A method for amplification of each of these methods, which are combinations of a much greater effect than from everyone. This has the effect of simultaneously improving all tribomechanical characteristics of friction pairs.

Keywords: resource, reliability, consolidation, discrete-continuous strengthening deflected mode

В работе разработаны научно-технические основы повышения ресурса и обеспечения прочности, долговечности, высоких технических и тактико-технических характеристик серии двигателей и агрегатов для специальной техники за счет создания и внедрения гаммы технологий упрочнения рабочих поверхностей контактирующих деталей. На основе теоретико-множественного подхода предложены новые концепция и методы повышения ресурса серии двигателей и специальной техники путем создания новых технологий упрочнения поверхностей их деталей, а также в решении серии фундаментальных и прикладных задач. Научно-практическая значимость работы заключается в разработке принципиально новых технических решений по обеспечению высокой прочности и ресурса деталей тяжело нагруженных пар двигателей и агрегатов специальной техники. Разработана и внедрена в производство (изготовление и ремонт) специальной техники гамма методов упрочнения, которые, по сравнению с традиционными, существенно (в 2-4 раза) повышают ресурс, прочность и устойчивость. Предложен способ усиления действия каждого из названных методов путем их комбинации с гораздо большим эффектом, чем от каждого в отдельности. Это дает эффект одновременного улучшения всех трибомеханических характеристик пар трения.

Ключевые слова: ресурс, надежность, упрочнение, дискретно-континуальное упрочнение, напряженно-деформированное состояние

Вступ

Поліпшення техніко-економічних показників, енергоефективності виготовлення, ремонту та експлуатації машин на сучасному етапі розвитку техніки, у першу чергу – військової техніки, ускладнюється підвищенням їхніх експлуатаційних параметрів (робочих температур, тиску, навантажень на конструктивні елементи, деталі тощо). За таких умов експлуатації до серцевини виробу ставляться вимоги високої межі витривалості та тріщиностійкості.

Знос поверхонь тертя відбувається в результаті двох різновидів механічного зношування – абразивного і втомного. Таким чином, довговічність і ресурс роботи, наприклад, колінчастих валів двигунів, визначаються двома параметрами: втомною міцністю виробу і зносостійкістю поверхні шийок. Якщо питання підвищення втомної міцності елементів трибосистем вирішується значною мірою на стадії їх проектування та призначення об'ємної термічної обробки, то зносостійкість деталей цілком залежить від методів зміцнення їхніх поверхневих елементів.

Аналіз сучасного стану розробок технологій

зміцнення високонавантажених елементів машин у світі (Японія, США, Європа) свідчить, що методи азотування, загартування, ціанування, лазерної обробки поверхні, вакуумно-плазмового напилення мають суттєві недоліки. Серед них: тривалість, енергозатратність, низька стійкість тощо. Разом із тим ці недоліки мають принциповий характер і не можуть бути усунені в силу їхньої природи. Тобто якщо маємо адгезію різномірних матеріалів, то вони схильні до подібної поведінки.

Разом із тим розробки авторів за цим напрямком передбачають інтенсивну індендацію високоміцного легованого матеріалу у матрицю основного матеріалу. Отже, матеріал набуває властивостей різномірного, проте суцільного середовища, що є значною перевагою.

Як показує аналіз методів інженерії поверхні деталей машин [1, 2], цей науково-технічний напрям є одним із найбільш перспективних та продуктивних з вигляду на результативність на шляху

© Шейко О.І., Белов М.Л., Марченко А.П.,
Ткачук М.А., Кравченко С.О.,
Веретельник О.В., Гончаров В.Г., 2016

підвищення ресурсу, навантажувальної здатності, економічності та екологічності машин різного призначення, Особливо це стосується методів зміцнення деталей машин військового та цивільного призначення, які експлуатуються у важких умовах. Як один із варіантів розв'язання задач підвищення технічних і тактико-технічних характеристик цих машин є методи дискретного та дискретно-континуального зміцнення їхніх деталей, описані в [3-10].

Підводячи підсумки аналізу способів зміцнення елементів машин, що використовуються як при їх виготовленні, так і при ремонті, можна виділити їх спільні недоліки:

- висока енергозатратність;
- стандартні зміцнювальні способи і традиційні технології не забезпечують необхідного рівня зносостійкості і втомної міцності деталей одночасно;
- при їх використанні створюються технологічні концентратори напружень;
- зміцнювальні покриття не забезпечують їх якісного зчеплення з основою (деталлю);
- при використанні багатьох технологій, наприклад, азотування, через високу тривалість процесу (понад 70 годин) відбувається знеміцнення основи, що призводить до набуття залишкової деформація деталі у вихідному стані;
- нанесення покриттів при ремонті потребує збільшених припусків під механічну обробку для усунення деформації деталі, до того ж при цьому відбувається додаткове розігрівання і знеміцнення основи;
- через різні теплопровідність і коефіцієнт теплового розширення основного матеріалу і покриття градієнт температур по перерізу виробу може спричинити виникнення тріщин і руйнування покриття;
- стандартні зміцнювальні процеси енергоємні і потребують великих капітальних вкладень на організацію виробництва та захисту довкілля від екологічно шкідливих процесів.

Спільним і найбільш істотним недоліком всіх методів поверхневого зміцнення є те, що вони зводяться лише до підвищення твердості матеріалу поверхневого шару деталі. Але, як відомо, тільки твердість не може однозначно характеризувати зносостійкість. Внаслідок всього зазначеного ресурс машин до відправки в капітальний ремонт в реальних умовах експлуатації виявляється істотно нижчим нормативного.

Метою роботи є наукове обґрунтування, розробка та впровадження у виробництво нових комплексних *енергозберігаючих* технологій виготовлення і ремонту для підвищення ресурсу та імпортозаміщення матеріалів відповідальних важконавантажених деталей військових колісних та гусеничних машин на базі дискретно-континуального зміцнення шляхом комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану.

Для досягнення мети сформувані завдання:

- 1) розробка нових теоретико-множинних

підходів до генерації математичних, числових та фізичних моделей досліджуваних та створюваних енергоефективних технологій і станів зміцнюваних елементів військових машин та цивільної техніки;

- 2) реалізація розробленого підходу у комплексній математичній моделі дослідження напружено-деформованого стану елементів машин у контакті, а також у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу із залученням методу скінченних елементів;

- 3) синтез раціональних параметрів дискретно-континуальних способів модифікації поверхневих шарів важконавантажених деталей військових машин та цивільної техніки;

- 4) аналіз напружено-деформованого стану елементів досліджуваних машин, поверхні яких оброблені за новою запропонованою технологією зміцнення, та розробка науково обґрунтованих рекомендацій щодо її технологічних режимів з метою забезпечення тактико-технічних та технічних характеристик військових машин та цивільної техніки.

Новий метод зміцнення відповідальних та високонавантажених деталей машин

У цій роботі проблема підвищення енергоефективності, ресурсу та надійності елементів машин вирішується застосуванням дискретного зміцнення поверхні важконавантажених деталей, що працюють в умовах тертя. Воно полягає у нанесенні електроіскровим методом на зовнішню поверхню виробу дискретного покриття з легувальних матеріалів у вигляді розташованих на певній відстані один від одного острівців різної конфігурації (метод електроіскрового легування). Після цього поверхню шліфують, відбувається зрізання прирощеної частини дискретних покриттів, що мають макро- і мікрodefекти, і їх поверхня нівелюється відносно поверхні деталі, зрізується і зовнішній шар деталі, що практично унеможливорює появу концентраторів напружень та зменшує шорсткість поверхні.

При розробці принципово нових технологій однією з основних проблем є пошук оптимального розв'язку у нечітко визначеному та варіюваному просторі чинників, при нечітких критеріях, обмеженнях та власне при невизначених характеристиках самого технологічного процесу. Це стосується також і в першу чергу науково-технічної проблеми розробки ефективних технологій поверхневого зміцнення високонавантажених елементів машин, що перебувають у рухомому контакті. Як відмічалося, традиційні технології розв'язання даної проблеми мають цілу низку принципових недоліків. Важливо і те, що традиційні технології можуть поліпшуватися в основному тільки за рахунок компромісних, а не оптимізаційних процедур. Вихід з цієї ситуації – відмова від жорсткої регламентації чинників, пошук принципово нових фізико-механічних процесів та оптимізація їх впливу на комплекс критеріїв, що визначають характеристики поверхневого зміцнення елементів машин.

Проте для реалізації даного підходу потрібно, поперше, розробити теоретичну основу, математичний апарат для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару в поєднанні зі станом матеріалу на глибині, а, по-друге, провести із застосуванням розроблених підходів процес досліджень та синтезу схеми і параметрів нової технології.

Запропонована технологія позбавлена принципних вад подібних технологій (азотування, цементация, вакуумно-плазмове покриття тощо), які полягають у тому, що вони енергозатратні, екологічно шкідливі, тривалі у часі та вузьконаправлені. А технологія, що пропонується, – це дискретне легування поверхневих шарів деталей електроіскровим методом. Вона потребує набагато менше енергії на обробку деталей. При цьому відбувається не компромісне поєднання міцності та трибологічних характеристик, як у традиційних технологіях, а, навпаки, їх одночасне підвищення. Завдяки цьому ресурс деталей збільшується у 1,5 – 2 рази і більше. *Економія енергоресурсів* на етапі виготовлення – 6-8 разів. *Економія енергоресурсів* на етапі експлуатації – 20-40%. *Економія енергоресурсів* при ремонті – 5-6 разів.

Таким чином, удосконалено енергоефективну технологію зміцнення із імпортозаміщенням стратегічних матеріалів. Вона дуже перспективна, оскільки забезпечить нашій промисловості підвищення ресурсу та технічного рівня виробів.

Разом з тим технології, що пропонуються, потребують наукового обґрунтування, що пов'язано із дослідженням напружено-деформованого стану приповерхневих шарів. Враховуючи, що розміри кожної зони дискретного зміцнення – десятки і сотні мікронів, а самої деталі – можуть досягати кількох метрів, то виникає принципова проблема розмірності задачі. Наприклад, при використанні метода скінченних елементів потрібні будуть моделі з багатомільйонною кількістю ступенів вільності. Оскільки в основі вибору параметрів процесу лежить аналіз багатоваріантних розрахунків з великими обсягами обчислень, то ця задача стає дуже громіздкою. Альтернативою цьому є запропонований новий підхід на основі узагальненого параметричного моделювання. Завдяки цьому розрахункова модель будується збалансованою за точністю та розміром.

У ході комплексу попередніх досліджень визначався характер напружено-деформованого стану в області окремої дискретної зони зміцнення (локально) та у першому наближенні у глобальному масштабі (у всій конструкції). Первинний аналіз та узагальнення одержаних результатів дало змогу встановити два типи ефектів впливу на напружено-деформований стан, що виникають при здійсненні дискретно-континуального зміцнення: « Δ -ефект» та « σ -ефект».

Перший полягає в тому, що високолегована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску у деформованому стані дещо виступає над недеформованою областю (на величину Δ). Числовою характеристикою при цьому є відношення Δ до

діючого тиску p , розрахункова величина якого може сягати 0,1 мкм/МПа і більше. Таким чином, ця підійнята частина поверхні перебирає на себе більшу частину контактного тиску у спряженні з іншою деталлю. Завдяки вищій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім того, матеріал матриці зношується в першу чергу, чим створюються поверхневі лабіринти для змащування. Найбільший « Δ -ефект», завдяки якому підвищується результативність енергоефективних технологій, визначено у ході подальших багатоваріантних досліджень.

Другий « σ -ефект» проявляється у характерному розподілі напружень в зоні дискретного зміцнення: напруження більші у цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті чого і еквівалентні напруження вищі порівняно із зоною основного матеріалу зміцнюваного елемента машини. Оскільки внаслідок термохімічних процесів відбувається змішування електродного і основного матеріалів та розчинення вуглецю в аустеніті, механічні властивості зони зміцнення значно вищі, ніж основного матеріалу, отже, відбувається зростання запасу міцності для отриманої системи матеріалів у цілому.

Проведені дослідження із застосуванням моделей невеликої розмірності (кілька мільйонів ступенів вільності).

Співставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву « Δ -ефекту» та « σ -ефекту» дасть змогу визначити рекомендований інтервал дискретності покриття на основі проведених досліджень. На підставі відміченого можна стверджувати, що інтегральний вплив запропонованої технології на напружено-деформований стан зміцнюваних тіл у поверхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності, так і для стійкості проти зношування. Втрати на тертя, наприклад, зменшуються у 1,5-2,5 рази. Отже, цим забезпечувався енергоефективність і на етапі обробки, і на етапі експлуатації.

Результати досліджень

Аналіз та узагальнення отриманих результатів дало можливість встановити два типи ефектів впливу на НДС, що виникають при виконанні дискретно-континуального зміцнення: « Δ -ефект» і « σ -ефект». Перший полягає в тому, що легована область дискретного зміцнення при дії нормального тиску в деформованому стані дещо виступає над незміцненою областю (на величину Δ). Поверхня деталі під навантаженням стає нанопористою. Числовою характеристикою цього ефекту при цьому є відношення Δ до діючого тиску p , розрахункова величина якого може досягати 0,1 мкм/МПа і більше.

Таким чином, ця виступаюча область поверхні приймає на себе більшу частину сил контактного тиску у сполученні з іншою деталлю. Завдяки більш високій якості поверхні дискретної зони зменшується сила тертя при відносному русі контактуючих деталей. Крім

того, матеріал матриці зношується в першу чергу, цим створюються на поверхні лабіринти для проходу мастила. Найбільший "Δ-ефект" досягається при відносній площі зміцнення 60...80%.

Інший ("σ-ефект") з'являється із-за характерного розподілу напружень в зоні дискретного зміцнення: напруження великі в цій зоні навіть при рівномірному прикладанні тиску на поверхню, в результаті цього еквівалентні напруження більші на 10...15% порівняно з зоною основного матеріалу зміцненого елемента машини. Разом із тим механічні властивості в зоні зміцнення значно (до 50%) вищі, ніж основного матеріалу в цілому. Тому загальна міцність зростає. Найбільших значень "σ-ефект" досягає при відносній площі зміцнення 65...75%.

Зіставлення інтервалів найбільшого позитивного прояву "Δ-ефекту" і "σ-ефекту" дає можливість визначити рекомендований інтервал зони дискретності в області 60...75% (рис. 2). На цій підставі можна стверджувати, що інтегральне вплив запропонованої технології на НДС зміцнених тіл в приповерхневому шарі дуже сприятливий як для його загальної міцності та твердості, так і для стійкості проти зношування.

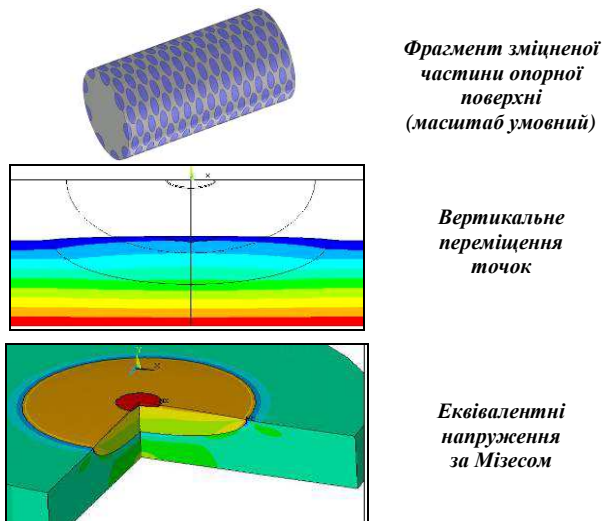
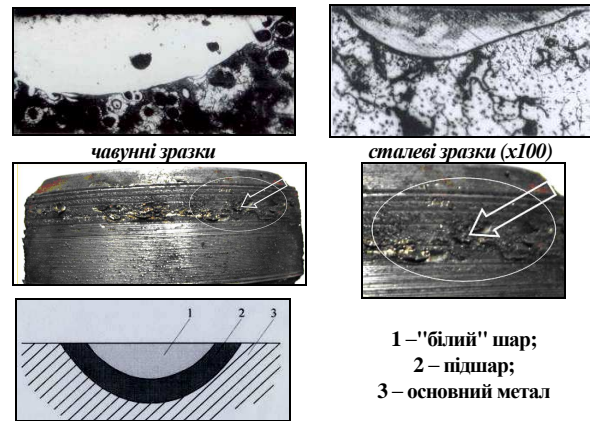


Рис. 2 – Прояв «Δ-ефекту» і «σ-ефекту» при дискретному зміцненні

Металографічний аналіз зразків після дискретного зміцнення показав, що у приповерхневому шарі досліджуваних зразків чітко проявляється зона, яка різко відрізняється від основного матеріалу. Вона має вигляд світлої блискучої точки. Умовно цю зону можна назвати "білим" шаром, мікротвердість якого перевищує мікротвердість основного матеріалу і знаходиться в межах 500...1000 МПа. Результати фазового, мікрорентгеноспектрального і спектрального аналізу та металографії показали, що "білим" шаром є твердий розплав із суміші матеріалів електрода і зразка, які перемішалися в момент електричного розряду (в полум'ї дуги), а потім кристалізуватися при охолодженні з великою швидкістю. Безпосередньо під "білим" шаром розташовується зона змінного хімічного складу і мікротвердості (рис. 3).

Експлуатаційними випробуваннями встановлено, що дискретне зміцнення чавунних колінвалів забезпечує

підвищення їх зносостійкості у 8...10 разів порівняно зі станом після нормалізації та в 1,3...1,5 разів – порівняно із гартуванням СВЧ. Для сталевих колінвалів зносостійкість збільшується в 1,6...3,5 рази порівняно із азотуванням. Одночасно з цим як у сталевих, так і у чавунних колінчастих валів поліпшується припрацьовуваність і збільшується зносостійкість валу та вкладиша.



вигляд поверхні після дискретного зміцнення

Рис. 3 – Зміцнені зони

Прикладне застосування розробок

Дискретне зміцнення деталей виконується на додатково обладнаних станках. При виборі матеріалу електрода і розробці технології дискретного зміцнення критеріями оптимізації були: висока зносостійкість поверхні шийок колінчастих валів; підвищення втомної міцності деталі; підвищення термостійкості поверхні тертя; задиростійкість; оптимальне перекриття зміцнених зон (плям), тобто площі зміцнення; доступна ціна матеріалу електрода.

При впровадженні технології дискретного зміцнення на ДП "Завод імені Малишева" для визначення впливу масштабного чинника на властивості колінчастих валів двигунів типу Д80, зміцнених методом дискретного зміцнення (високоміцний легований чавун з кульовим графітом), проведено натурні випробування на втомнісну міцність. Випробування були проведені на двох кривошипях колінчастого вала дизеля Д80. Аналіз проведених випробувань показав, що масштабний фактор впливає несуттєво. Одночасно підтверджено, що дискретне зміцнення не призводить до зниження втомної міцності виробу. Такий же результат отриманий і для сталевих колінчастих валів. На підставі отриманих експериментальних даних дискретне зміцнення рекомендовано для корінних і шатунних шийок колінчастих валів високофорсованих двигунів та інших силових агрегатів, деталі яких виготовлені з чавуну і сталі. Двигун був підданий експлуатаційним випробуванням в депо "Основа" ДП "Укрзалізниця", де в умовах експлуатації підтвердив отримані результати.

З метою розширення використання технології дискретного зміцнення для колінчастих валів інших двигунів також були проведені дослідницькі роботи по зміцненню шийок колінвалів, виготовлених з різних легованих сталей, які використовуються для двигунів типу 5ТДФ (танки "Булат"), 10Д100, Д80, 5Д49 (уста-

новки для автономного енергоживлення стратегічних об'єктів, тепловози). У результаті, наприклад, пробіг тепловозів зростає до 4-х разів, військових автомобілів – у 1,5-2,0 рази. Дана технологія виготовлення та ремонту колінчастих валів використовувалася на Ізюмському тепловозоремонтному заводі при ремонті та модернізації магістральних тепловозів серії 2ТЕ10 та 2ТЕ116 (рис. 4). Крім того, технологія дискретного зміцнення при ремонті колінчастих валів використана для двигунів бронетранспортерів та військових автомобілів (рис. 5) на підприємствах Міністерства оборони України. Для забезпечення автономного живлення стратегічних об'єктів розроблено установки на основі модернізованого двигуна Д80 із зміцненими елементами (ДП "Завод ім. Малишева") (рис. 6).

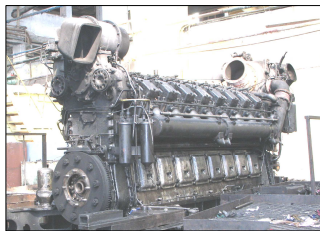
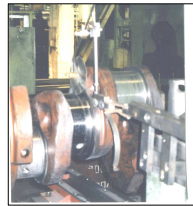


Рис. 4 – Магістральний тепловоз 2ТЕ10М з модернізованим двигуном зі зміцненим валом



Рис. 5 – Дискретно зміцнений колінчастий вал двигуна для встановлення на шасі установки "Град"

Крім проведених вище випробувань були здійснені експлуатаційні випробування дискретно зміцнених деталей двигунів автомобілів КрАЗ та інших транспортних засобів. Доцільність застосування технології

дискретного зміцнення була також підтверджена на ВАТ "Краматорський завод важких верстатів" при виробництві деталей шпіндельної групи верстатів моделей 9А350Ф1, 9А340. Ця технологія апробована також на Криворізькому меткомбінаті при обробці декількох комплектів прокатних валків, що забезпечило випуск додаткової продукції.



Рис. 6 – Форсовані двигуни для установок автономного енергоживлення спеціальних об'єктів на базі модернізованих двигунів Д80

Досліджено та рекомендовано дискретне зміцнення робочих поверхонь деталей танкових трансмісій, зміцнення елементів бронетранспортерів БТР-70УМ, 80УМ, БТР-94Б (ДП "Завод ім. Малишева"). Розроблені та впроваджені технології зміцнення елементів танкових двигунів серії 5ТДФ для модернізації танків "Булат" (рис. 7), що дає змогу досягти сучасного рівня тактико-технічних характеристик та успішно протистояти сучасним бойовим машинам противника у ході реальних бойових дій. Також запропоновані технології модифікації поверхонь боєприпасів з метою підвищення ефективності їх використання.



Рис. 7 – Форсовані двигуни для модернізації бойових машин "Булат"

Запропоновані комплексні технології, які поєднують дискретне та континуальне зміцнення відповідно однієї та іншої поверхні спряжених пар контактуючих пар деталей (рис. 8). Таке поєднання дає набагато вищий результат, ніж сумарний від дії окремих технологій.

Висновки

На основі проведених фундаментальних і прикладних досліджень вперше науково обґрунтована та експериментально підтверджена можливість підвищення міцності, твердості, зносостійкості та довговічності високонавантажених деталей двигунів і агрегатів військової та цивільної техніки методами дискретного та

дискретно-континуального зміцнення деталей. Це є базою при проектно-технологічному забезпеченні тактико-технічних і технічних характеристик військових та цивільних машин вітчизняного виробництва. Ці методи забезпечують більш високий, порівняно з відомими способами зміцнення, рівень зносостійкості і міцності з одночасним підвищенням задиристійкості та зниженням зношування.

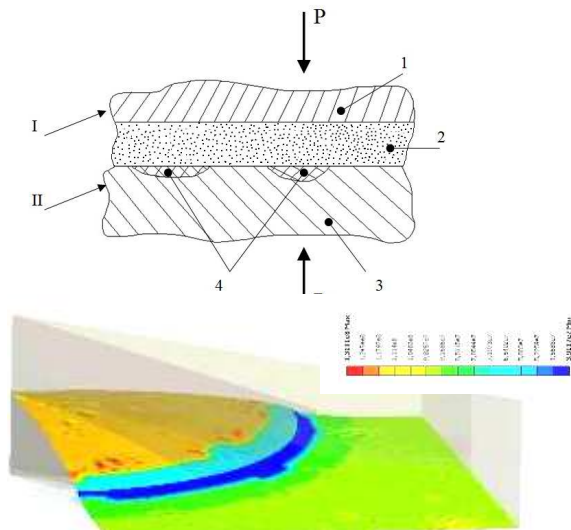


Рис. 8 – Комплексна технологія, що поєднує дискретне та континуальне зміцнення, та контактний тиск:
 I – континуально зміцнена деталь зі сплаву АКЧ (1) та поверхневий шар (2), II – деталь (основний матеріал – сталь, чавун (3)), оброблена методом дискретного зміцнення (зміцнена зона (4))

Запропоновані технології здійснюють мінімальний вплив на навколишнє середовище. При цьому в 5...8 разів зменшується час і вартість технологічних операцій з дискретного зміцнення. Границя між зміцненим шаром і основним металом не є технологічним концентратом напружень і не знижує втону міцність деталі.

Організоване серійне виробництво, модернізація та реконструкція серії двигунів 5ТДФМ, 10Д100, Д80, Д49, а також агрегатів військової та цивільної техніки: трансмісії, автомобільні двигуни для військової техніки, стволи танкових гармат, тепловозні двигуни, колісні пари рухомого складу залізничного транспорту, верстати, валки прокатних станів, агрегати автономного живлення для стратегічних об'єктів тощо. Завдяки застосуванню нових проектно-технологічних рішень забезпечені високі ТТіТХ бойових машин "Булат", установок для автономного енергопостачання стратегічних об'єктів, військових автомобілів, магістральних тепловозів 2ТЕ10 та 2ТЕ116 тощо. Досягнуто суттєвий економічний ефект.

Впровадження результатів проведених дослідних робіт в серійне виробництво дало можливість підвищити до світового рівня тактико-технічні і технічні характеристики танків, військових машин, автомобільної техніки, технологічного обладнання та устаткування, а також скоротити закупівлю дорогих імпортованих запасних частин до двигунів та інших агрегатів військової та цивільної техніки.

Список літератури

1. Канарчук В.С. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів: сучасний стан і перспективи / В.С. Канарчук, Е.К. Посвятенко, Л.А. Лопата // Вісник Національного транспортного ун-ту. – К., 2000. – Вип.4. – С. 6–24.
2. Канарчук В.С. Шляхи удосконалення методів інженерії поверхні деталей машин / В.С. Канарчук, Е.К. Посвятенко, Л.А. Лопата // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojedznych "Sakon-2000": mat. XI міжнар. конф. – Rzeszow, 2000. – С.139–144.
3. Ткачук Н.А. Континуальная и дискретно-континуальная модификация поверхностей деталей: монография / Н.А. Ткачук, С.С. Дьяченко, Э.К. Посвятенко, С.А. Кравченко [и др.]. – Х. : Щедра садба плюс, 2015. – 259 с.
4. Ткачук М.А. Дискретно-континуальні методи зміцнення деталей двигунів і агрегатів для спеціальної техніки / М.А. Ткачук, Е.К. Посвятенко, С.О. Кравченко, В.В. Шпаковський, О.І. Шейко // Інженерія поверхні та реновація изделий: Матер. 15-й междунар. науч.-техн. конф., 01–05 июня 2015 г., Одесская обл. Затoka. – К.: АТМ України, 2015.– С. 183–186.
5. Посвятенко Е.К. Поліпшення надійності форсованих двигунів транспортної техніки дискретним зміцненням поверхні деталей / Посвятенко Е.К., Ткачук М.А., Шерегет В.М. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10(57). – С. 23-26.
6. Веретельник О.В. Контактное взаимодействие поршня с гальваноплазменной обработкой боковой поверхности со стенками цилиндра ДВС / Веретельник О.В., Ткачук Н.А., Белик С.Ю. // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С. 32–39.
7. Парсаданов І.В. Научное обоснование параметров дискретного упрочнения высоконагруженных деталей транспортных энергетических установок / Парсаданов І.В., Кравченко С.А., Ткачук Н.А., Шерегет В.Н. // Наук. вісн. Херсонської державної морської академії: Науковий журнал. – Херсон: Видавництво ХДМА, 2012. – № 1(6). – С. 298-310.
8. Посвятенко Е. Основи забезпечення надійності форсованих двигунів нового покоління для магістральних тепловозів / Посвятенко Едуард, Ткачук Микола // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 4. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2013 – P. 407-412.
9. Кравченко С. Комбинированные технологии повышения износостойкости высоконагруженных пар трения / Кравченко С., Посвятенко Е., Ткачук М., Веретельник О. // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – P. 269-280.
10. Ткачук М.А. Розвиток методів зміцнення найбільш навантажених деталей – шлях до підвищення технічних і тактико-технічних характеристик машин / М.А. Ткачук, С.О.Кравченко, В.В. Шпаковський, М.Л.Белов [та інші.] // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2015. – №43 (1152). – С. 116–122.
11. Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. and Zhu J.Z. – Sixth Edition – Butterworth-Heinemann, 2005. – 752 pp.
12. Belytschko T. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures / Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 p.

Bibliography (transliterated)

1. Kanarchuk V.Ye. Inzheneriya poverkhni detaley transportnykh zasobiv: suchasnyy stan i perspektyvy / V.Ye. Kanarchuk, E.K. Posvyatenko, L.A. Lopata // Visnyk Natsional'noho transportno-ho un-tu. – Kyiv, 2000. – No 4. – P. 6–24.
2. Kanarchuk V.Ye. Shlyakhy udoskonalennya metodiv inzheneriyi poverkhni detaley mashyn / V.Ye. Kanarchuk, E.K. Posvyatenko, L.A. Lopata // Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojedznych "Sakon-2000": mat. KhI mizhnar. konf. – Rzeszow, 2000. – P. 139–144.
3. Tkachuk N.A. Kontynual'naya y diskretno-kontynual'naya modyfykatsyya poverkhnostey detaley: monografyya / N.A. Tkachuk, S.S. D'yachenko, Э.К. Posvyatenko, S.A. Kravchenko [y dr.]. – Kharkov : Shchedra sadyba plus, 2015. – 259 p.
4. Tkachuk M.A. Dyskretno-kontynual'ni metody zmitsnennya detaley dvyhuniv i ahrehativ dlya spetsial'nokh tekhniky / M.A. Tkachuk, E.K. Posvyatenko, S.O. Kravchenko, V.V. Shpakovsk'ky, O.I. Sheyko // Ynzheneryya poverkhnosty y renovatsyya yzdellyy: Mater. 15-y mezhduнар. науч.-tekh. konf., 01–05 yyunya 2015 h., Odesskaya obl. Zatoka. – Kherson: АТМ України, 2015.– P. 183–186.

5. **Posvyatenko E.K.** Polipshennya nadiynosti forsovanykh dvyhunyiv transportnoyi tekhniki dyskretnym zmitsnennym poverkhni detaley / **Posvyatenko E.K., Tkachuk M.A., Sheremet V.M.** // Vostochno-Evropeyskyi zhurnalпередovykh tekhnolohiy. – 2012. – No 3/10(57). – P. 23-26.

6. **Veretel'nik O.V.** Kontaktne vzaimodejstvie porshnja s gal'vanoplazmennoj obrabotkoy bokovoy poverkhnosti so stenkami cilindra DVS / **Veretel'nik O.V., Tkachuk N.A., Belik S.Ju.** // Visnik NTU "KhPI". Mashinoznavstvo ta SAPR. – 2012. – No 22. – P. 32–39.

7. **Parsadanov I.V.** Nauchnoe obosnovanie parametrov diskretnogo uprochneniya vysokonagruzhennykh detalej transportnykh jenergeticheskikh ustanovok / **Parsadanov I.V., Kravchenko S.A., Tkachuk N.A., Sheremet V.N.** // Naukovij visnik Hersons'koï derzhavnoï mors'koï akademii: Naukovij zhurnal. – Kherson: Vidavnicтво HDMA, 2012. – No 1(6). – P. 298-310.

8. **Posvyatenko E.** Osnovy zabezpechennya nadiynosti forsovanykh dvyhunyiv novoho pokolinnya dlya mahistral'nykh teplovoziv / **Posvyatenko Eduard, Tkachuk Mykola** // Systemy i šrodki transportu samochodowego. Vybrane zagadnienya. Monografia nr 4. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2013 – P. 407-412.

9. **Kravchenko S.** Kombinirovannye tehnologii povysheniya iznosostojkosti vysokonagruzhennykh par trenija / **Kravchenko S., Posvyatenko E., Tkachuk M., Veretel'nik O.** // Systemy i šrodki transportu samochodowego. Vybrane zagadnienya. Monografia nr 5. Seria: Transport. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2014 – P. 269-280.

10. **Tkachuk M.A.** Rozvytok metodiv zmitsnennya naybil'sh navantazhenykh detaley – shlyakh do pidvyshchennya tekhnichnykh i taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk mashyn / **M.A. Tkachuk, S.O. Kravchenko, V.V. Shpakov's'kyi, M.L. Byelov [ta insh.]** // Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2015. – No 43 (1152). – P. 116–122.

11. **Zienkiewicz O.C.** The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals / **Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. and Zhu J.Z.** – Sixth Edition – Butterworth-Heinemann, 2005. – 752 pp.

12. **Belytschko T.** Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures / **Belytschko T., Liu W.K. and Moran B.** – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 p.

Поступила (received) 1.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Енергоефективні технології дискретного зміцнення для підвищення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки / **О.І. Шейко, М.Л. Белов, Марченко А.П., М.А.Ткачук, С.О. Кравченко, О.В. Веретельник, В.Г. Гончаров** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – № 39 (1211). – С. 107–113. – Бібліогр. 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Energy efficient technologies hardening digital to improve life of structural elements of civil and military mobile equipment/ **Sheyko O., Belov M., Marchenko A., Tkachuk M., Kravchenko S., Veretelnyk O., Goncharov V.** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Machines and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 107–113. – ISSN 2079-0775.

Энергоэффективные технологии дискретного упрочнения для повышения ресурса элементов конструкций военной и гражданской мобильной техники / **Шейко А.И., Белов М.Л., Марченко А.П., Н.А.Ткачук, С.А. Кравченко, О.В. Веретельник, В.Г. Гончаров** // Вестник НТУ "ХПИ". Серія: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 107–113. – Библиогр. 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Сведения об авторах (About authors)

Шейко Олександр Іванович – головний інженер. ДП "Завод ім. В.О. Малишева", тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Sheyko Oleksandr – chief engineer at the SE "Zavod im. V. O. Malisheva", tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Белов Микола Львович – кандидат технічних наук, НТУ "ХПІ", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Belov Mykola – Candidate of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Марченко Андрій Петрович – доктор технічних наук, професор, проректор з наукової роботи, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", тел. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Marchenko Andrey – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, vice-rector for scientific work, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel.: (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, завідувач каф. "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", НТУ "ХПІ", тел. (057)707-6902, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Кравченко Сергій Олександрович – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри "Двигуни внутрішнього згорання", НТУ "ХПІ", тел. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Kravchenko Sergiy – Candidate tehnichnih Sciences, Department of Senior Researcher "Internal Combustion Engines", National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", tel. (057) 7004034, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Веретельник Олег Вікторович – молодший науковий співробітник каф. "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел. (057) 707-6901, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Veretelnyk Oleg – junior researcher the department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, phone: +38 (057) 707-69-01;

Гончаров Віктор Григорович – кандидат технічних наук, генеральний директор, Приватна науково-дослідна виробничо-комерційна фірма "ТАВІ", тел. (067) 7878060, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Goncharov Viktor – Candidate tehnichnih Sciences, CEO, Private Research production and commercial firm "TAVI", tel. (067) 7878060, e-mail: tma@tmm-sapr.org

УДК 539.3: 004.94

*М.А. ЧУБАНЬ, Н.А. ТКАЧУК, А.И. ШЕЙКО, Н.Л. БЕЛОВ, И.Я. ХРАМЦОВА, А.А. ЗАРУБИНА,
А.В. ТКАЧУК, Н.В. ШЕМАНСКАЯ, А.Д. НЕСТЕРЕНКО*

БАЗОВЫЕ ПЛИТЫ ДЛЯ ОСНАЩЕНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ СТАНКОВ С ЧПУ И ОЦ В СПЕЦПРОИЗВОДСТВЕ: ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НА ОСНОВЕ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исходя из требований повышения технических и тактико-технических характеристик современных машин, в т. ч. – изделий бронетанкостроения, возникает актуальная и важная задача обеспечения высоких прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем. В частности, для оснащения станков с ЧПУ и типа ОЦ применяется система станочных приспособлений УПТО-Р (унифицируемая переналаживаемая оснастка). В ее составе – базовые плиты с Т-образными пазами. В данной работе проведены исследования влияния варьируемых проектных параметров этих плит на их прочностные и жесткостные характеристики. Учитывая значительный вклад данных плит в баланс перемещений в технологической системе, проблема повышения прочности и жесткости этих плит является актуальной и важной с точки зрения точности обработки деталей. В результате проведенных разработок создана система автоматизированного исследования напряженно-деформированного состояния базовых плит с Т-образными пазами. Она может быть использована при проектных разработках технологической оснастки для механообработки.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, базовая плита, технологическая система, жесткость, станочное приспособление, метод конечных элементов

Nowadays there are requirements to increase the technical and tactical characteristics of modern machines, included the products of armored tank building. An urgent and important task arises in providing of high strength and stiffness characteristics of elements of technological systems. In particular, unified readjusted frame constructed equipment is used for equip CNC and MC type machine tool system. There are base plates with T-grooves in its structure. In this paper we studied the effect of varying of design parameters of these plates on their strength and stiffness characteristics. These plates give significant contribution in balance of displacements in the technological system. The problem of increasing of strength and rigidity of these plates is a relevant and important in terms of precision of parts processing. As a result the system of computer-aided study of stress-strain state of base plate with T-grooves was created. It can be used during the design of technological equipment for machining.

Keywords: stress-strain state, base plate, technological system, stiffness, machine tool accessories, finite element method

Виходячи з вимог підвищення технічних і тактико-технічних характеристик сучасних машин, в т. ч. – виробів бронетанкобудування, виникає актуальна і важлива задача забезпечення високих характеристик міцності і характеристик жорсткості елементів технологічних систем. Зокрема, для оснащення верстатів з ЧПУ і типу ОЦ застосовується система верстатних пристосувань УПТО-Р (уніфіковане переналагоджуване оснащення рамної конструкції). В її складі – базові плити з Т-видними пазами. У поданій роботі проведено дослідження впливу варіюваних проектних параметрів цих плит на їх характеристики міцності та жорсткості. З огляду на значний внесок даних плит в баланс переміщень у технологічній системі, проблема підвищення міцності та жорсткості цих плит є актуальною і важливою з точки зору точності обробки деталей. В результаті проведених розробок створена система автоматизованого дослідження напружено-деформованого стану базових плит з Т-подібними пазами. Вона може бути використана при проектних розробках технологічного оснащення для механічної обробки.

Ключові слова: напружено-деформований стан, базова плита, технологічна система, жорсткість, верстатне пристосування, метод скінченних елементів

Введение

Для современного состояния отечественного машиностроения в целом и бронетанкостроения в частности, а особенно – производства бронетанковой техники (БТТ), характерными особенностями являются: повышение технических и тактико-технических характеристик (ТТХ) вновь проектируемых боевых бронированных машин, усложнение геометрической формы и ужесточение требований к точности изготовления деталей объектов БТТ, многономенклатурность производства, сокращение сроков проектирования и технологической подготовки производства, увеличение удельного веса рынка модернизации. Военные доктрины ведущих государств мира предусматривают насыщение сухопутных войск современным вооружением с существенно повышенными ТТХ или значительное повышение технического уровня образцов военной техники, принятых на вооружение несколько лет или десятков лет назад.

Таким образом, потребности Вооруженных сил Украины, а также зарубежных потребителей их продукции требуют от предприятий специального машиностроения Украины повышения технико-технологического уровня производства и проектирования. При этом наиболее эффективным и наименее затратным с точки зрения повышения уровня техно-

логических возможностей производства на отечественных предприятиях является широкое использование гибкой переналаживаемой оснастки.

В то же время предприятия отечественного специального транспортного машиностроения по сравнению с аналогичными зарубежными производителями вооружений характеризуются: недостаточным оснащением САД/CAM/CAE-системами; частично морально устаревшим станочным парком с ограниченными технологическими возможностями; ограниченными ресурсами для технического перевооружения и информационного переоснащения предприятий.

С учетом большого и все возрастающего удельного объема деталей сложной формы с высокими требованиями к точности изготовления в общем объеме деталей бронетанковой техники, невозможностью кардинального ускорения и удешевления проектно-конструкторских и технологических работ только на базе универсальных САД/CAM/CAE-систем тенденция повышения ТТХ боевых машин определяет большую *актуальность и важность* научно-

© Чубань М.А., Ткачук Н.А., Шейко А.И., Белов Н.Л., Храмцова И. Я., Зарубина А.А., Ткачук А.В., Шеманская Н.В., Нестеренко А.Д., 2016

практической проблемы разработки теоретических основ автоматизированного анализа и синтеза элементов технологической оснастки для изготовления деталей объектов бронетанковой техники.

Анализ состояния вопроса

Анализ состояния вопроса проектирования, изготовления и боевой эксплуатации отечественных и зарубежных боевых бронированных машин [1–5] позволяет сделать вывод о том, что для современного бронетанкостроения характерны высокие требования к тактико-техническим характеристикам танков, легких бронированных машин, а также их систем и агрегатов. Среди тенденций современного бронетанкостроения можно выделить следующие:

- концептуальная проработка проектов новых боевых машин XXI века, в том числе на основе использования новых физических процессов, специальных конструкционных материалов и компоновок (в США, в Европе и в России интенсивно разрабатывается целый ряд доктрин новой боевой машины будущего);

- глубокая модернизация состоящих на вооружении танков и легких бронированных машин с целью повышения их ТТХ с ограниченными затратами на проектные работы, испытания и технологическую подготовку производства;

- создание на базе существующих машин (например, танков), тяжелых боевых машин пехоты или иных изделий, что позволяет продлить сроки эксплуатации боевых бронированных машин в новом качестве;

- бурное развитие легкобронированных колесных и гусеничных машин (как вновь проектируемых, так и модернизируемых) с приданием им некоторых тактико-технических характеристик, характерных для тяжелых бронированных машин;

- резкое повышение требований к точности и мощности вооружений, к удельной мощности, экономичности и экологичности силовой установки, к автоматизации управления процессами функционирования всех систем и агрегатов на базе бортовых компьютеров, к улучшению маневренности, комфортности обитания экипажа и десанта, а также к высокой степени защиты от действия поражающих факторов разнообразной природы;

- создание современных технологий сквозного проектирования, испытаний, технологической подготовки производства боевых бронированных машин, которые позволяют оперативно откликаться на современные тенденции в развитии вооружений и проводить изменение конструкций, а также обеспечивать изготовление деталей и узлов новых изделий в предельно сжатые сроки с высокой точностью.

Таким образом, проблема создания принципиально новой машины или глубокой модернизации существующих образцов представляет собой в современных условиях масштабную задачу. В этой проблеме наряду с проектными работами, испытаниями и исследованиями большое место занимает процесс технологической подготовки производства и, соответственно, изготовление изделия. Рассмотрим данный аспект на примере спецпроизводства и других предприятий, ориентированных, в том числе, на выпуск и

модернизацию бронетанковой техники типа БМ "Булат", "Оплот", бронетранспортеров, артиллерийских систем КБА-3 и танковых дизелей серии 5ТД, 6ТД. В данном случае необходимо вычленим 2 аспекта проблемы, связанные с производством тяжелых боевых машин и легкобронированных машин.

С одной стороны, для отечественного производства специальных транспортных средств на современном этапе актуален вариант модернизации существующей ББТ, поскольку при этом обеспечивается: экономия на стадии проектных работ; экономия на этапе технологической подготовки; конкурентоспособность на мировом рынке вооружений модернизированных машин, имеющих удовлетворительный уровень ТТХ и в то же время – относительно низкую стоимость. Этому способствует также большое распространение в мире тяжелых и легких бронированных машин советского производства и, соответственно, сформировавшийся рынок заказчиков. Кроме того, на первый план в силу известных военно-политических событий в восточных областях страны выходит потребность Вооруженных сил Украины в современном вооружении с высокими ТТХ. Это влечет за собой, с другой стороны, перспективность освоения производства новых изделий.

Таким образом, существует реальная потребность в развитии производства новых и модернизированных существующих боевых машин. Кроме того, актуальной является также и задача восстановления техники, получившей повреждения в ходе боевых действий.

ГП "Завод имени Малышева" как флагман отечественного бронетанкостроения располагает значительными производственными мощностями и площадями с размещенными на них многими единицами современного технологического оборудования (в т.ч. станки с ЧПУ, ОЦ), которые могут быть в короткие сроки переориентированы на те или иные производственные задачи. Таким образом, военно-технические, экономические, технологические, временные факторы свидетельствуют в пользу перспективности производства новых и модернизации существующих образцов ББТ.

С другой стороны, при этом для бронетанкового производства характерна высокая степень проработанности конструкций новых машин, освоенных в серийном производстве, вариантов модернизации ранее существующих машин, а также интенсивная проработка конструкций новых машин. В итоге в данном случае сдерживающим фактором является не отсутствие проектных наработок, а проблемы технологической подготовки производства. Это обусловлено тем, что стремительность процесса повышения тактико-технических характеристик отечественных и зарубежных образцов бронетанковой техники обеспечивается ускорением и качественным изменением самого характера процессов проектирования, исследования и технологической подготовки производства. В частности, данные процессы приобретает вид замкнутого автоматизированного взаимодействия разработчиков, исследователей, испытателей и технологов в рамках единой базы данных с возможностью взаимо-

обмена информацией и сквозной ассоциативной связью. Несомненно, что этот путь является магистральным как в общемировом масштабе, так и в плане долгосрочной перспективы. Эти черты присущи и предприятиям отечественного бронетанкостроения. Действительно, анализ номенклатуры деталей различных производств ГП "Завод им. А.А. Малышева", а также деталей технологической оснастки, показывает, что в общем объеме деталей (который сам по себе очень высок) большой удельный вес занимают детали, изготавливаемые с применением станков с ЧПУ и ОЦ в том числе.

Дальнейший рост требований к ГТХ изделий отечественного бронетанкостроения увеличивает приведенные соотношения в сторону роста количества сложнопрофильных деталей с ужесточенными требованиями к точности их обработки, а, значит, и к росту станочного парка с ЧПУ, ОЦ, и к росту количества деталей, на этих станках обрабатываемых. Кроме того, возрастают требования к точности изготовления деталей на всех станках. Это приводит к необходимости применения САПР при проектировании данных деталей; применения систем автоматизированной подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ, а также САПР технологической оснастки; применения систем автоматизированного исследования прочностных и жесткостных характеристик элементов технологической оснастки для производства деталей объектов бронетанковой техники с целью обеспечения заданной точности изготовления.

Как уже отмечалось, анализ структуры станочного парка показывает, что для него характерен достаточно высокий удельный вес станков с ЧПУ, в том числе "ОЦ". С течением времени доля этих станков в общем объеме всех станков возрастает, что диктуется требованиями повышения как точности, так и производительности обработки деталей. Это дает основание сделать вывод о значительной доле деталей, которые изготавливаются с применением станков с ЧПУ.

Комплексная оценка общей картины состояния технологической оснастки и оборудования позволяет сделать следующие выводы.

1. В общем объеме производства, а также деталей технологической оснастки, большой удельный вес занимают детали с повышенными требованиями к точности, изготавливаемые на станках с ЧПУ и "ОЦ".

2. Увеличение доли станков с ЧПУ (и, особенно, деталиеопераций на них) в общем объеме станков (и деталиеопераций) диктуется как усложнением формы и требованиям к точности деталей специального транспортного машиностроения, так и экономической целесообразностью.

3. В объеме деталей, изготавливаемых в спецпроизводствах, в настоящее время существует большая доля деталей с высокими требованиями к точности обработки, производство которых без станков с ЧПУ невозможно.

4. Для рассматриваемых производств недостаточно развиты автоматизация подготовки конструкторской и технологической документации (причем последней – особенно), а также сквозная связь проектно-технологических этапов. Наличие некоторого количе-

ства рабочих мест универсальных CAD/CAE не может коренным образом изменить ситуацию, поскольку отсутствуют специализированные системы, учитывающие специфику отечественного бронетанкостроения.

5. Материальная составляющая спецпроизводства (оборудование, оснастка, инструмент) на сегодняшний день и морально, и физически существенно устарела и обладает большой инерционностью (на их быстрое обновление недостаточно средств и требуется значительное время). Приобретение компьютерного оборудования и мощного программного обеспечения также сдерживается большой их стоимостью. Кроме того, отсутствует достаточно мощный слой высококвалифицированных специалистов – пользователей, которые бы могли эффективно использовать системы автоматизированного проектирования и подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ.

Все вышеприведенные факторы свидетельствуют об актуальности научно-технической задачи разработки отечественной автоматизированной системы моделирования деталей сложной формы, подготовки конструкторской документации, технологической оснастки и управляющих программ для обработки наиболее сложных деталей бронетанковой техники на станках с ЧПУ. Учитывая возрастающие объемы выпуска изделий специального назначения для отечественных Вооруженных сил и по международным контрактам, данная задача имеет и высокую практическую ценность.

Таким образом, актуальная и практически важная проблема автоматизации процессов проектирования, исследования и изготовления деталей объектов бронетанковой техники и элементов технологической оснастки для их изготовления является составным элементом решения большой научно-технической проблемы обеспечения тактико-технических характеристик бронетанковой техники на основе повышения точности обработки их деталей.

Постановка задач исследований

Существуют различные *пути повышения точности обработки*: разработка и применение новых видов технологий; внедрение нового высокоточного и высокопроизводительного оборудования; применение новых типов инструмента; применение новых типов технологической оснастки [6–9].

В этом перечне наиболее оперативные и наименее затратные – последние направления. Данное обстоятельство обусловлено следующими особенностями современного состояния отечественного бронетанкостроения: наличие большого парка устаревших станков; трудности технического перевооружения; отсутствие потребности в массовом производстве; мелкосерийный характер производства; перспективы заказов направлены на получение зарубежных контрактов, модернизацию, восстановление и изготовление машин для отечественных Вооруженных сил (потенциально большой и растущий рынок); необходимость частого обновления номенклатуры изделий на предприятиях

бронетанкостроения; высокие требования к точности изготовления сложнопрофильных деталей агрегатов бронетанковой техники; необходимость быть в состоянии потенциальной готовности к быстрому освоению выпуска изделий, причем на данный момент спектр возможных заказов достаточно широк.

Из данного анализа с учетом широкой номенклатуры оснастки и ее непосредственного воздействия на точность обработки деталей объектов бронетанковой техники следует проблема обеспечения точностных, прочностных и жесткостных характеристик элементов технологической оснастки и их соответствия требованиям на технические характеристики станков и инструмента как элементов технологической системы "Станок – приспособление – инструмент – деталь" (СПИД), которые оговорены в ряде стандартов [10–15]. Таким образом, можно сделать вывод, что в настоящее время массовое техническое перевооружение производства объектов бронетанковой техники экономически нецелесообразно или отсрочено на некоторое время. Речь идет о наиболее рациональном использовании имеющегося потенциала и "расширке узких мест", в том числе и в первую очередь за счет технологической оснастки, включая переналаживаемую оснастку. Последнее обусловлено следующими факторами: относительно низкая стоимость; возможность расширения технологических возможностей и срока эксплуатации станков.

В то же время ряд проблемных вопросов не нашел своего решения.

Одним из важных аспектов сложившейся ситуации является то, что Харьковским НИИ технологии машиностроения в свое время разработаны основные элементы отраслевой системы технологической подготовки производства на предприятиях отечественного бронетанкостроения, в том числе на основе переналаживаемой технологической оснастки [16–19].

Анализ состояния вопроса обеспечения прочностных и жесткостных характеристик элементов технологических систем, в том числе проектирования и исследования технологических систем в бронетанкостроении и машиностроении в целом, позволяет выделить следующие тенденции:

- гибкие технологические системы (ГТС) рассматриваются как одно из основных направлений обеспечения точности и производительности при обработке деталей, особенно в условиях быстрого изменения номенклатуры обрабатываемых деталей и ужесточения требований к точности их изготовления;

- основной элемент технологической системы, определяющий уровень ее жесткостных и точностных характеристик – технологическое оборудование (станок с ЧПУ, станок типа "обрабатывающий центр", термопластавтомат, пресс);

- среди тенденций машиностроения в целом и специального в частности – расширение автоматизации, многономенклатурность, переналаживаемость, перенастраиваемость, гибкость, создание единой информационной цепи на всех этапах жизни изделия от первых этапов проектирования до изготовления;

- наиболее предпочтительным с точки зрения затрат материальных ресурсов и времени (а также

достигаемого эффекта) способом обеспечения точности обработки, гибкости и переналаживаемости ГТС является применение переналаживаемой технологической оснастки [16–19], преимуществами которой являются оперативность оснащения производства, экономичность, высокая точность и жесткость, охват широкой номенклатуры деталей;

- одним из основных вопросов при проектировании технологической оснастки является гармонизация стоимостных факторов, точности (жесткости), производительности (т.е. технологических режимов, а отсюда – требование обеспечения прочности), минимальная материалоемкость, унификация, максимальное расширение технологических возможностей;

- для обработки деталей из труднообрабатываемых конструкционных материалов требуется соответствующий уровень прочности, твердости и жесткости элементов оборудования, оснастки и инструмента.

Отдельная область исследований – так называемые "технологические задачи", в которых исследуются физико-механические процессы при изготовлении деталей, в т.ч. – резанием [20]. В то же время исследования, посвященные оснастке как составному элементу технологической системы, занимают неоправданно малый объем в общем объеме исследований элементов технологических систем (ТС). Двойная роль технологической оснастки, которая обеспечивает, с одной стороны, базирование деталей, а с другой – закрепление (силовое замыкание и закрепление от смещений и деформаций при обработке), требует технологическую систему рассматривать комплексно, с учетом оснастки, которая оказывает самое непосредственное влияние на точность операции при изготовлении деталей. Существующее в настоящее время большое количество работ по некоторым вопросам проектирования элементов оснастки содержит разрозненные несистемные исследования, не объединенные единой методологической базой [16–19, 21–23].

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Общая задача обеспечения точности изготовления деталей объектов бронетанковой техники, во многом определяемой жесткостными характеристиками технологической оснастки, является составляющей актуальной для отечественного машиностроения в целом, и бронетанкостроения и, в частности, масштабной научно-технической и народнохозяйственной проблемы создания новых и модернизации существующих боевых бронированных машин.

2. Проектирование технологической оснастки, в том числе на предприятиях военно-промышленного комплекса Украины, характеризуется недостаточным вниманием к обеспечению прочностных и жесткостных характеристик, в результате чего или повышается металлоемкость, или сужаются технологические возможности.

3. Для обеспечения требуемых жесткостных характеристик технологической оснастки неприменимы известные подходы для типовых элементов (балки, пластины, оболочки или массивы простой формы).

Таким образом, возникает необходимость при-

влечения аналитических, численных и экспериментальных методов исследования при решении задачи оптимального синтеза элементов технологической оснастки для оснащения производства деталей объектов бронетанковой техники. При этом необходимо обеспечить единый подход к организации процесса исследований элементов технологической оснастки как составного процесса их проектирования с целью обеспечения высокой точности обработки деталей объектов бронетанковой техники.

Целью работы является обеспечение возможности повышения тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин при изготовлении и модернизации путем разработки теоретических основ автоматизированного анализа и синтеза элементов технологической оснастки (ЭТО), расчетно-экспериментальных методов синтеза достоверных расчетных моделей и создания специализированных интегрированных систем автоматизированного проектирования элементов технологической оснастки для изготовления деталей бронетанковой техники.

В частности, представляет особый интерес оснащение современных станочных приспособлений сменными базовыми плитами высокой точности, твердости и жесткости. Эти базовые плиты являются наиболее податливыми элементами исследуемой технологической системы. Соответственно, для обеспечения необходимой точности обработки в первую очередь необходимо ужесточать именно базовые плиты. В связи с этим исходная цель работы трансформируется к разработке математической и численной модели напряженно-деформированного состояния базовых плит с T-образными пазами, исследованию НДС этих плит при действии технологических усилий, а также обоснованию их проектных параметров по критериям прочности и жесткости [16–24].

Методика численных исследований

При базировании и закреплении деталей машиностроительных конструкций, в т. ч. – объектов бронетанковой техники при их механообработке на металло-режущих станках широкое распространение получили системы приспособлений, использующие в качестве основных элементов базовые плиты с T-образными пазами (БП-ТП). На рис. 1, 2 приведены примеры приспособлений рамной конструкции ХНИИТМ, оснащаемые БП-ТП [16–24]. Данные плиты (см. рис. 1, 2) находятся в самых разнообразных условиях нагружения. Это обуславливается широким разнообразием используемых наладок, станков, инструмента, режимов резания, материалов, формы и размеров обрабатываемых деталей. В связи с этим возникают следующие задачи: разработка системы автоматизированного анализа и синтеза базовых плит с T-образными пазами по критериям жесткости; расчетное обоснование густоты конечно-элементной разбивки для достижения приемлемой точности определения напряженно-деформированного состояния (НДС) БП-ТП при многовариантных численных исследованиях; оценка чувствительности жесткостных характеристик базовых

плит к изменению конструктивных параметров.

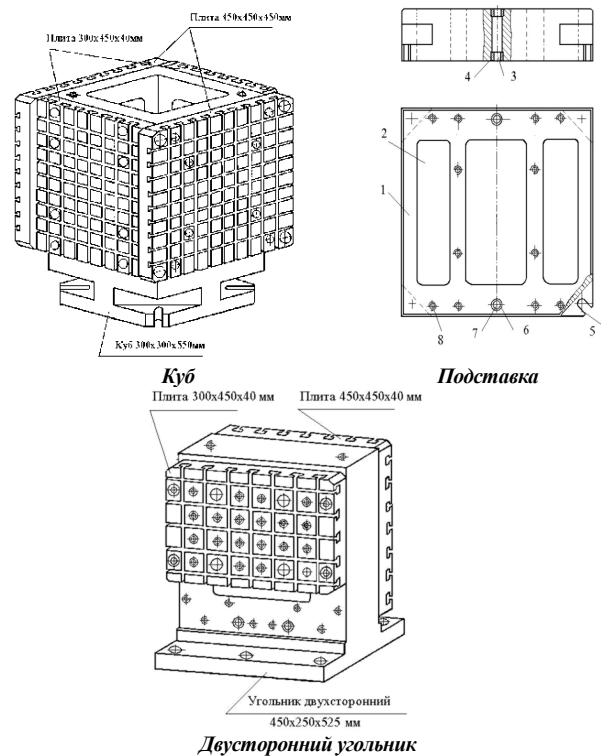


Рис. 1 – Приспособления рамной конструкции, оснащаемые базовыми плитами с T-образными пазами

На рис. 3 представлена структура подсистемы автоматизированного анализа и синтеза базовых плит с T-образными пазами "СААС-БП", реализующая предложенную в работе технологию исследований применительно к данному классу объектов.

С использованием данной системы было проведено исследование БП-ТП с применением 2D элементов. Проведено исследование напряженно-деформированного состояния полосы с T-образными пазами (см. рис. 1, 2). Граничное условие – жесткое закрепление в сечении $x = 0$. Нагрузка приложена в сечении $x = l/2 - l_0$.

Прочностные и жесткостные характеристики полосы определяются системой параметров $l, l_0, h, h_1, h_2, b, b_1$. Постановка некоторой оптимизационной задачи для определения значений параметров в традиционном ее виде нецелесообразна, поскольку система ограничений на различные параметры такова, что область варьирования в пространстве данных параметров имеет сложную форму (неодносвязная, вырожденная по некоторым направлениям в определенных зонах и т.д.).

В связи с этим более рационален другой подход, который в общем виде состоит в определении зависимостей

$$v = v(\mathbf{p}), \quad \sigma = \sigma(\mathbf{p}). \quad (1)$$

Здесь v, σ – некоторые жесткостные и прочностные характеристики исследуемой полосы, а \mathbf{p} – вектор варьируемых параметров $l, l_0, h, h_1, h_2, b, b_1$.

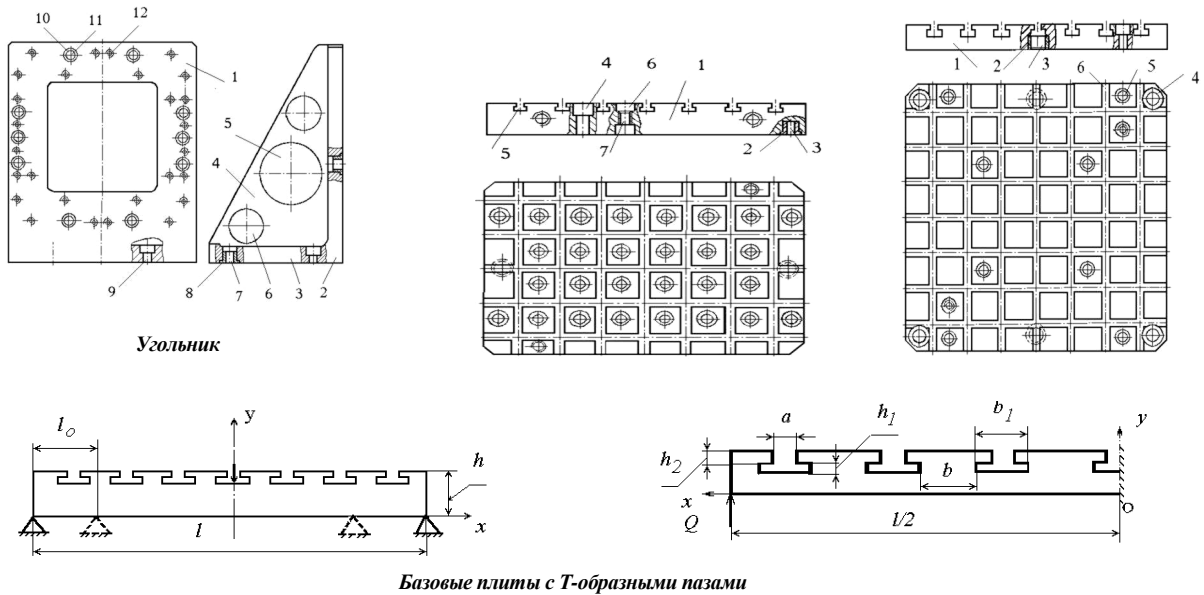


Рис. 2 – Приспособления рамной конструкции, оснащаемые базовыми плитами с Т-образными пазами

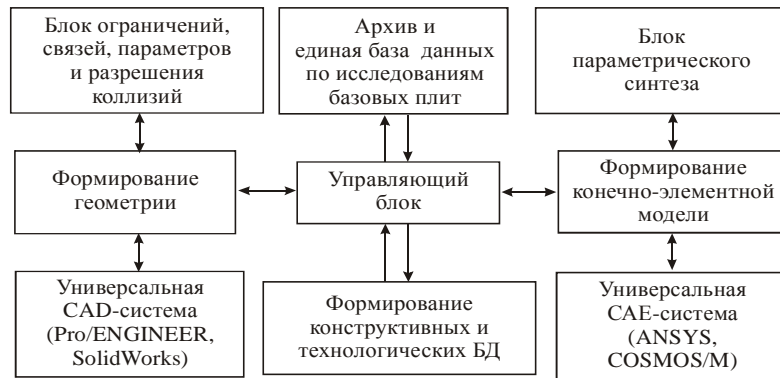


Рис. 3 – Структура специализированной подсистемы автома тизированного анализа и синтеза "СААС-БП"

Наличие таких зависимостей позволяет конструктору оснастки при задании соответствующих ограничений $v \leq \bar{v}, \sigma \leq \bar{\sigma}$ оперативно решать проблему выбора параметров p_i с учетом конкретных условий, конструктивных или технологических требований или, наоборот, технологу при задании некоторых параметров p_i назначать соответствующие режимы обработки деталей с учетом ограничений.

В частном виде сформулированная задача состоит в определении зависимостей

$$v_j = v_j(p_j), \sigma_j = \sigma_j(p_j), \tag{2}$$

где j – номер некоторого заранее выбранного параметра при фиксированных значениях остальных параметров $p_k^{(0)}$.

В некоторых случаях представляет интерес также определение чувствительности параметров v, σ к изменению параметров p_i :

$$\lambda_i^{(v)} = \frac{\partial v}{\partial p_i}, \lambda_i^{(\sigma)} = \frac{\partial \sigma}{\partial p_i}. \tag{3}$$

Параметры $\lambda_i^{(v)}, \lambda_i^{(\sigma)}$ дают представление о ско-

рости изменения v, σ в некоторой точке параметрического пространства в соответствующем направлении. Иногда для конструктора важны также некоторые интегральные характеристики:

$$\alpha_i^{(v)} = \frac{(v_{\max} - v_{\min})}{\Delta p_i}, \alpha_i^{(\sigma)} = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{\Delta p_i}, \tag{4}$$

где Δp_i – или величина интервала варьирования параметра, или величина интервала между максимальным и минимальным значениями v, σ (по выбору исследователя или с учетом специфики конкретной задачи). Кроме величин скоростей, представляют интерес также абсолютные величины перепадов параметров v, σ на соответствующих заданных интервалах варьирования p_i

$$\gamma_i^{(v)} = v_{\max} - v_{\min}, \gamma_i^{(\sigma)} = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}. \tag{5}$$

Сопоставление значений α, γ, λ дает проектировщикам исходную информацию о характере изменения v, σ в пространстве параметров, а также о приоритетности (или целесообразности) варьирования параметров p_i . В частности, при исследовании влияния высоты паза h_1 на прочностные и жесткостные

характеристики полосы в качестве контролируемых параметров были выбраны максимальные значения перемещений точек полосы u_m, v_m вдоль осей x, y соответственно и напряжений $\sigma_x^{(m)}$. Базовый вариант параметров $\vec{p}^{(0)}$: $l = 450$ мм, $l_0 = 0$ мм, $h = 40$ мм, $h_1 = 8$ мм, $h_2 = 10$ мм, $b = 36$ мм, $b_1 = 24$ мм. Толщина полосы – 1 мм. Нагрузка $Q = 55$ Н.

Результаты численных исследований

Результаты расчетов приведены в табл. 1, 2.

Искомые приближенные зависимости могут быть представлены в виде:

$$\begin{aligned} u_m &= 161 + 15,5(h_1 - 8) + 1,47(h_1 - 8)^2, \\ v_m &= 828 + 80,3(h_1 - 8) + 7,87(h_1 - 8)^2, \\ \sigma_x^{(m)} &= 231 + 17,4(h_1 - 8) + 1,57(h_1 - 8)^2. \end{aligned} \quad (6)$$

Параметры чувствительности –

$$\frac{\partial u_m}{\partial h_1} = 15,5 \cdot 10^{-3}, \quad \frac{\partial v_m}{\partial h_1} = 80,3 \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \sigma_x^{(m)}}{\partial h_1} = 17,4 \cdot 10^{-3} \text{ МПа/м}. \quad (8)$$

Таблица 1 – Характеристики НДС полосы с Т-образными пазами

№	h_1 , мм	u_m , мкм	v_m , мкм	$\sigma_x^{(m)}$, МПа
1	4	148,6	770,3	184
2	6	155,5	817,8	190,1
3	8	165	882	223,4
4	10	178,6	972,5	261,1
5	14	229,4	1297,7	385
6	18	363,3	2124,1	626,2

Представляет интерес качественный анализ полученных результатов:

- характер деформирования полосы с пазами в целом соответствует характеру деформирования полосы без пазов;
- напряжения в области "гребешков" убывают, в области пазов – растут, изменяясь волнообразно вдоль оси x ; при этом в целом распределение напряжений по общему характеру примерно соответствует характеру распределения в сплошной полосе;
- величина прогибов полосы с пазами – промежуточная между плитой без пазов и плитой без гребешков; с этой точки зрения можно вычислить некоторую "эквивалентную" толщину полосы, у которой жесткостные параметры соответствуют аналогичным параметрам полосы с пазами (в данном случае примерно 28 мм);
- для напряженного состояния характерно резкое увеличение напряжений в зонах концентраторов, образуемых сопряжениями паз – "гребешок".

Таким образом, для оперативного анализа деформированного состояния плит с Т-образными пазами можно использовать модели сплошных плит с "эквивалентной" толщиной, приближенно учитывая влияние варьирования параметров по соотношениям

вида (1), (2), а для напряженного состояния в число определяющих параметров модели необходимо ввести радиус закругления в сопряжениях паз – "гребешок" и определить аналогичные зависимости для нового набора параметров.

Аналогичные полученные результаты и при варьировании других параметров плиты. В результате формируется сравнительно большого объема задача об определении зависимости параметров НДС полосы от всех параметров p_i . Она решалась с использованием разработанных систем (см. рис. 3).

На рис. 4–9 представлены этапы и результаты исследования жесткостных характеристик базовой плиты при варьировании геометрических размеров и размеров конечных элементов, образующих конечно-элементную сетку.

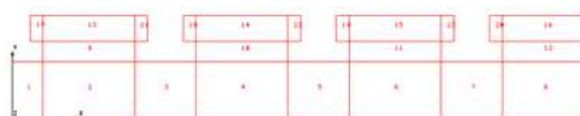


Рис. 4 – Построение геометрии

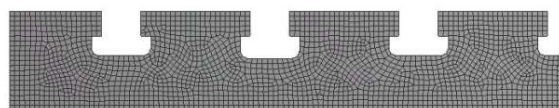


Рис. 5 – Создание конечно-элементной сетки

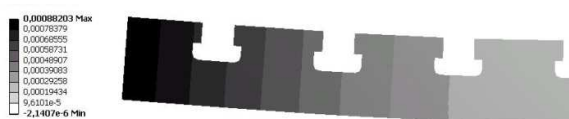


Рис. 6 – Распределение прогиба



Рис. 7 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу

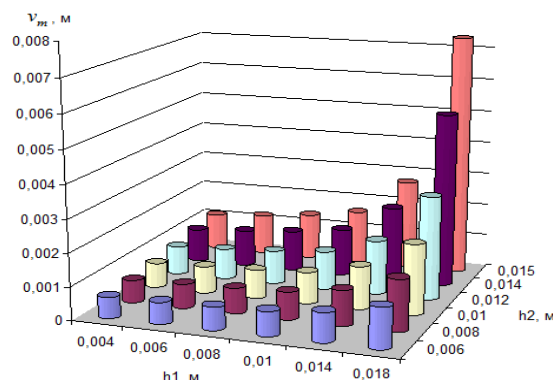


Рис. 8 – Зависимость максимальных прогибов (м) полосы от варьируемых параметров h_1, h_2 (мм)

Таблица 2 – Перемещения и напряжения в полосе с Т-образными пазами

№	Параметр	Картина распределения (вариант 3, см. табл. 1)	Зависимость параметра от высоты плиты h_1 , мм
1	u_m , МКМ		
2	v_m , МКМ		
3	$\sigma_x^{(m)}$, МПа		

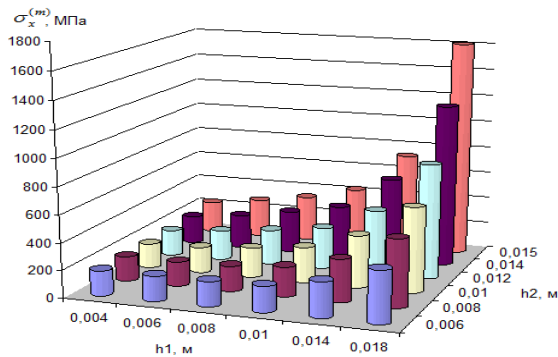


Рис. 9 – Зависимость максимальных эквивалентных напряжений (МПа) полосы от варьируемых параметров h_1, h_2 (мм)

На рис. 10–12 представлены некоторые результаты исследований, проведенные на моделях с более мелкой сеткой (количество элементов и узлов увеличено примерно в $10 \div 12$ раз).

Видно, что существенной корректировки результатов по сравнению с более грубой сеткой не произошло, за исключением зон концентраторов.

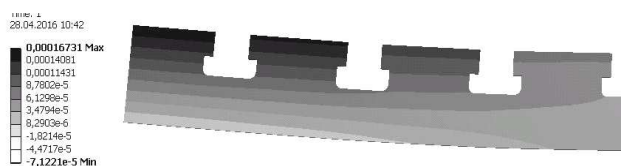


Рис. 10 – Перемещения вдоль оси Ox, м

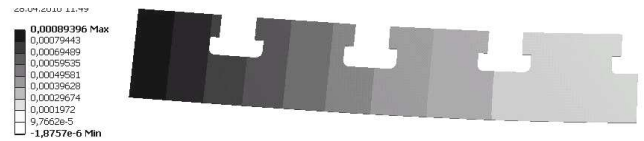


Рис. 11 – Перемещения вдоль оси Oy, м

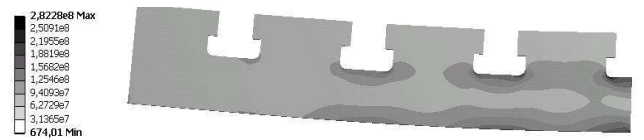


Рис. 12 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, Па

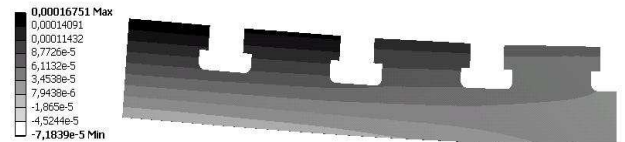


Рис. 13 – Перемещения вдоль оси Ox, м

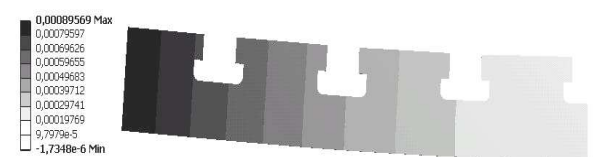


Рис. 14 – Перемещения вдоль оси Oy, м

Кроме того, проведен ряд расчетов в 3D постановке (см. рис. 13–15). Здесь тоже не получено принципиально отличного характера распределения компонент НДС базовых плит.

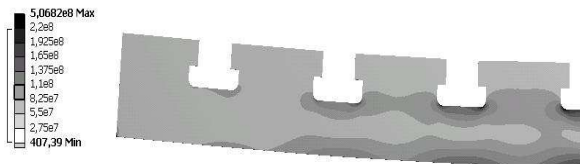


Рис. 15 – Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, Па

Заключение

Полученные при многовариантных исследованиях результаты исследований жесткости и прочности базовых плит позволяют построить в параметрическом пространстве эти характеристики как функцию многих переменных. При необходимости множество параметров можно расширить, и тогда получаемый набор данных содержит полную информацию о жесткости, а, соответственно, и прочности, точности обработки и работоспособности целого класса базовых плит.

Разработанная на основе предложенных в работе подходов специализированная система “СААС-БП” позволяет решить весь комплекс задач при проектировании базовых плит, а также при обосновании использования тех или иных типоразмеров плит при оснащении металлорежущих станков исходя из габаритов, формы, свойств материала обрабатываемых деталей на предприятиях машиностроения, и в т.ч. – отечественного бронетанкостроения.

Список литературы

1. Пономарев Е.П. Перспективы развития легких ВГМ / Е.П. Пономарев // Механика та машинобудування.– 2003.– № 1.– Том 1. – С.278-281.
2. Рязанцев Н.К. Концепция украинского танкового двигателя / Н.К. Рязанцев // Механика та машинобудування.– 2003.– № 1.– Том 1. – С. 281-286.
3. Медин А. Особенности развития сухопутных войск США / А. Медин // Зарубежное военное обозрение. – 2000. – № 1. – С.11-14.
4. Печуров С. От видовой концепции к новой технике сухопутных войск США / С. Печуров // Зарубежное военное обозрение. – 2000. – № 11. – С.14-17.
5. Петров А.О. О востороннем состоянии перспектив развития вооруженных сил США / А.О. Петров // Зарубежное военное обозрение. – 2002. – № 2. – С.35-40.
6. Norberto Lopez de Lacalle Machine Tools for High Performance Machining / Norberto Lopez de Lacalle, Aitzol Lamikiz Mentxaka – Springer Science & Business Media, 2008. – 442 p.
7. Krar S. Machine Tool Technology Basics / S. Krar, A. Gill // Industrial Press Inc., 2003. – 416 p.
8. Youssef H. Machining Technology: Machine Tools and Operations / H. Youssef, H. El-Hofy // CRC Press, 2008. – 672 p.
9. Kesavan R. Machine Tools / R. Kesavan // Laxmi Publications, Ltd., 2010. – 454 p.
10. ГОСТ 8–82. Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность. – Взамен ГОСТ 8–77; Введ. 23.09.82. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 10 с.
11. ГОСТ 25443–82. Станки металлорежущие. Образцы-изделия для проверки точности обработки. Общие технические требования. – Введ. 09.09.82. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 8 с.
12. Вороненко В.П. Проектирование автоматизированных участков и цехов. / В.П. Вороненко, В.А. Егоров, М.Г. Косов [и др.]. – М.: Высшая школа, 2000. – 272 с.
13. Осипов В.В. Нормирование точности в машиностроении / В.В. Осипов, Н.Н. Марков – М.: Высшая школа, 2001. – 335 с.
14. Андреев Г.Н. Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства: Учеб. Пособие / Г.Н. Андреев, В.Ю. Новиков, А.Г. Схиргладе / Под ред. Ю.М. Соломенцева. – М.: Высшая школа, 1999. – 415 с.

15. Борончукова И.М. Проектирование технологии автоматизированного машиностроения / И.М. Борончукова, А.А. Гусев. [и др.]. – М.: Высшая школа, 1999. – 416 с.

16. Кочетков А.М. Концепция создания отраслевой системы ускоренной технологической подготовки производства на базе универсально-сборной переналаживаемой технологической оснастки / А.М. Кочетков, Н.Д. Жолткевич, И.Я. Мовшович, В.И. Глушенко // Вопросы оборонной техники. – 1990. – Сер. 2, вып.10 (229).– С.3-7.

17. Глушенко В.И. Механизированная станочная оснастка – эффективное средство повышения производительности станков / А.С. Кобзев, В.И. Глушенко // Вопросы оборонной техники. – 1990. – Сер. 2, вып.10 (229).– С.8-13.

18. Жолткевич Г.Н. Автоматизация проектирования технологической оснастки: Теория и практика / Г.Н. Жолткевич – К.: Техніка, 1992. – 216 с.

19. Ряховский А.В. Исследование точностных параметров изготовления элементов унифицированной технологической оснастки / А.В. Ряховский, А.И. Бых, А.Я. Мовшович // Механика та машинобудування.– 2003.– № 1.– Том 2.– С.308-312.

20. Решетов Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.

21. Пшеничный М.В. Совершенствование переналаживаемой технологической оснастки для обработки корпусных деталей. Диссертация канд. технич. наук, Московский государственный университет приборостроения и информатики, Москва, 2007 – 153 с.

22. Кобзев А.С. Разработка и внедрение переналаживаемой технологической оснастки для многооперационных станков и ГПС. – Дис. канд.техн.наук. – М. 1990. – 251 с.

23. Капустин Н.М. Исследование прочностных и жесткостных характеристик элементов переналаживаемых приспособлений для станков с ЧПУ / Н.М. Капустин, Е.И. Заярненко, А.А. Капустин, Н.А. Ткачук // В сб.: Вопросы оборонной техники. Серия 2. – 1987. – № 7. – С. 42–47.

24. ГОСТ 31.111.41-83. Система стандартов технологической оснастки. Детали и сборочные единицы универсально-сборных приспособлений к металлорежущим станкам. Основные параметры. Конструктивные элементы. Нормы точности. – М.: Издательство стандартов, 1983.

Bibliography (transliterated)

1. Ponomarev E.P. Perspektivy razvitiya legkih VGM / E.P. Ponomarev // Mehanika ta mashinobuduвання.– 2003.– No 1.– Tom 1. – P. 278-281.
2. Ryazantsev N.K. Kontseptsiya ukrainskogo tankovogo dvigatel'stroeniya / N.K. Ryazantsev // Mehanika ta mashinobuduвання.– 2003.– No 1.– Tom 1. – P.281-286.
3. Medin A. Osobennosti razvitiya suhoputnykh voysk SShA / A. Medin // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2000. – No 1. – P.11-14.
4. Pechurov S. Ot vidovoy kontseptsii k novoy tehnike suhoputnykh voysk SShA / S. Pechurov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2000. – No 11. – P.14-17.
5. Petrov A.O. O vsestoronnem sostoyanii perspektiv razvitiya vooruzhennykh sil SShA / A.O. Petrov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. – 2002. – No 2. – P.35-40.
6. Norberto Lopez de Lacalle Machine Tools for High Performance Machining / Norberto Lopez de Lacalle, Aitzol Lamikiz Mentxaka – Springer Science & Business Media, 2008. – 442 p.
7. Krar S. Machine Tool Technology Basics / S. Krar, A. Gill – Industrial Press Inc., 2003. – 416 p.
8. Youssef H. Machining Technology: Machine Tools and Operations / H. Youssef, H. El-Hofy – CRC Press, 2008. – 672 p.
9. Kesavan R. Machine Tools / R. Kesavan – Laxmi Publications, Ltd., 2010. – 454 p.
10. GOST 8–82. Stanki metallorazhuschie. Obschie trebovaniya k ispytaniyam na tochnost. – Vzamen GOST 8–77; Vved. 23.09.82. – Moscow: Izd-vo standartov, 1982.– 10 p.
11. GOST 25443–82. Stanki metallorazhuschie. Obratzysy-izdeliya dlya proverki tochnosti obrabotki. Obschie tehnicheckie trebovaniya. – Vved. 09.09.82. – Moscow: Izd-vo standartov, 1982.– 8 p.
12. Voronenko V.P. Proektirovanie avtomatizirovannykh uchastkov i tsehov. / V.P. Voronenko, V.A. Egorov, M.G. Kosov [i dr.]. – Moscow: Vysshaya shkola, 2000. – 272 p.
13. Osipov V.V. Normirovanie tochnosti v mashinostroenii / V.V. Osipov, N.N. Markov. – Moscow: Vysshaya shkola, 2001. – 335 p.
14. Andreev G.N. Proektirovanie tehnologicheskoy osnastki

mashinostroitel'nogo proizvodstva: Ucheb. Posobie / G.N. Andreev, V.Yu. Noviko, A.G. Shirladze / Pod red. Yu.M. Solomentseva. – Moscow: Vysshaya shkola, 1999. – 415 p.

15. **Borochukova I.M.** Proektirovanie tehnologii avtomatizirovannogo mashinostroeniya / I.M. Borochukova, A.A. Gusev. [i dr.]. – Moscow: Vysshaya shkola, 1999. – 416 p.

16. **Kochetkov A.M.** Kontseptsiya sozdaniya otraslevoy sistemyi uskorennoy tehnologicheskoy podgotovki proizvodstva na baze universalno-sbornoy perenalazhivaemoy tehnologicheskoy osnastki / A.M. Kochetkov, N.D. Zholtkevich, I.Ya. Movshovich, V.I. Gluschenko // Voprosy oboronnoy tekhniki. – 1990. – Ser. 2, vyp.10 (229). – P.3-7.

17. **Gluschenko V.I.** Mehanizirovannaya stanochnaya osnastka – effektivnoe sredstvo povysheniya proizvoditelnosti stankov / V.I. Gluschenko, A.S. Kobzev. // Voprosy oboronnoy tekhniki. – 1990. – Ser. 2, No 10 (229). – P.8-13.

18. **Zholtkevich G.N.** Avtomatizatsiya proektirovaniya tehnologicheskoy osnastki: Teoriya i praktika / G.N. Zholtkevich. – Kiev: Tekhnika, 1992. – 216 p.

19. **Ryakovskiy A.V.** Issledovanie tochnostnykh parametrov izgotovleniya elementov unifitsirovannoy tehnologicheskoy osnastki / A.V. Ryakovskiy, A.I. Byih, A.Ya. Movshovich // Mehanika ta mashinobuduvannya. – 2003. – No 1. – Tom 2. – P.308-312.

20. **Reshetov D.N.** Tochnost metallorazhushchih stankov / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 336 p.

21. **Pshenichnyiy M.V.** Sovershenstvovanie perenalazhivaemoy tehnologicheskoy osnastki dlya obrabotki korpusnykh detaley. Dissertatsiya kand. tekhnich. nauk, Moskovskiy gosudarstvennyiy universitet priborostroeniya i informatiki, Moscow, 2007 – 153 p.

22. **Kobzev A.S.** Razrabotka i vnedrenie perenalazhivaemoy tehnologicheskoy osnastki dlya mnogooperatsionnykh stankov i GPS. – Dis. kand.tehn.nauk. – Moscow. 1990. – 251 p.

23. **Kapustin N.M.** Issledovanie prochnostnykh i zhestkostnykh harakteristik elementov perenalazhivaemykh prispособleniy dlya stankov s ChPU / N.M. Kapustin, E.I. Zayarnenko, A.A. Kapustin, N.A. Tkachuk // V sb.: Voprosy oboronnoy tekhniki. Seriya 2. – 1987. – No 7. – P.42-47.

24. **GOST 31.111.41-83.** Sistema standartov tehnologicheskoy osnastki. Detali i sborochnyie edynitsyi universalno-sbornykh prispособleniy k metallorazhushchim stankam. Osnovnyie parametryi. Konstruktivnyie elementy. Normy tochnosti. M.: Izdatelstvo standartov. 1983.

Поступила (received) 10.10.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Базовые плиты для оснащения приспособлений для станков с ЧПУ и ОЦ в спецпроизводстве: обоснование параметров на основе расчетных исследований / М. А. Чубань, Н. А. Ткачук, А. И. Шейко, Н. Л. Белов, И. Я. Храмова, А. А. Зарубина, А. В. Ткачук, Н. В. Шеманская, А. Д. Нестеренко // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 114-124. – Библиогр. 24 назв. – ISSN 2079-0775.

Base plates for equipping of devices for CNC and MC machine tools in specialized production: justification of parameters based on computational researches / M. Chuban, M. Tkachuk, O. Sheyko, N. Belov, I. Khramtsova, A. Zarubina, G. Tkachuk, N. Shemanska, O. Nesterenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2016. – No 39 (1211). – P. 114-124. – ISSN 2079-0775.

Базові плити для оснащення пристосувань для верстатів з ЧПУ та ОЦ в спецвиробництві: обґрунтування параметрів на основі розрахункових досліджень / М. О. Чубань, М. А. Ткачук, О. І. Шейко, М. Л. Белов, І. Я. Храмова, А. О. Зарубіна, Г. В. Ткачук, Н. В. Шеманская, О. Д. Нестеренко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПИ", 2016. – № 39 (1211). – С. 114-124. – Бібліогр. 24 назв. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Чубань Марина Олександрівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", аспірант каф. "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Chuban Maryna – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", postgraduate student at the Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines"; phone: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Шейко Олександр Іванович – головний інженер, ДП "Завод ім. В.О. Малишева", тел. (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Sheyko Oleksandr – chief engineer at the SE "Zavod im. V. O. Malisheva", tel.: (057) 707-69-02, tma@tmm-sapr.org.

Белов Микола Львович – кандидат технічних наук, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Belov Mykola – Candidate of Technical Sciences, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Храмова Ірина Яківна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Khramtsova Irina – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", research associate at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Зарубіна Алла Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Zarubina Alla – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Ткачук Ганна Володимирівна – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри "Інформаційні технології і системи колісних і гусеничних машин ім. О.О. Морозова", тел.: (057) 707-63-35.

Tkachuk Ganna – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher at Information Technology and Systems of Wheeled and Tracked Machines behalf of AA Morozov Department; tel.: (057) 707-63-35

Шеманська Наталія Вікторівна – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Shemanska Nataliya – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

Нестеренко Олексій Дмитрович – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01.

Nesterenko Oleksiy – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", student of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01.

СОДЕРЖАНИЕ

І.В. АРТЕМОВ, Е.Н. БАРЧАН, Я.Н. ЛИСОВОЛ, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Ю.В. КОСТЕНКО, В.И. СЕРИКОВ, А.В. БОНДАРЕНКО, Р.В. КРАСИКОВ, М.С. РЕВУНОВ, Е.А. ЛУНЕВ Математическое и численное моделирование динамических процессов в виброударных машинах и обоснование их рациональных параметров.....	3
О.О. АТРОШЕНКО, Н. Б. СКРІПЧЕНКО, Ю.В. ТАРАН, А.Л. ФАЛЬКО, Ю.І. МАТВІЄНКО Аналіз конструкційної міцності складених тонкостінних конструкцій з болтовим з'єднанням елементів.....	27
А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, А.Ю. ТАНЧЕНКО, М.М. ТКАЧУК, Н.Б. СКРІПЧЕНКО, Я.М. ЛИСОВОЛ Обгрунтування структури та параметрів бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями захищеності шляхом комп'ютерного моделювання процесів і станів при дії засобів ураження.....	39
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, О.В. МАРТИНЕНКО, Ю.В. КОСТЕНКО, Ю.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А.В. НАБОКОВ, І.В. МАЗУР Динамічні процеси в елементах військових колісних та гусеничних машин при бойовому застосуванні.....	45
В.В. ГАЛОВ, С.Б. КОМИССАРОВ, Р.В. ГРАБОРОВ, Р.И. ШЕЙЧЕНКО, М.А. ЧУБАНЬ Функциональные испытания перспективного вагона-цистерны для перевозки расплавленной серы модели 15-9544.....	50
В.Л. ДОРОФЕЕВ, Д.В. ДОРОФЕЕВ Отображение погрешностей и контактных напряжений в зубчатых передачах в программах ASGEARS и AEROFLANK.....	56
І.А. ИВАХНЕНКО, Т.Н. ИВАХНЕНКО О раздельном проектировании технических устройств.....	61
О.А. ИЩЕНКО, Н.Н. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, Н.А. ДЕМИНА, А.А. ЗАРУБИНА Параметрические модели для компьютерного моделирования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки.....	66
О.М. КАЛІНІН, В.В. КОСТЮК, П.О. РУСІЛО, Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ Стан і перспективи розвитку самохідних дистанційно-керованих машини для потреб Збройних сил України.....	79
І.В. МАЗУР, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, Я.М. МОРМИЛО Оптимизация расчета конструктивных параметров элементов решетчатых противоккумулятивных экранов.....	86
Н. Б. СКРІПЧЕНКО, М. М. ТКАЧУК, К. Д. НЕДІЛЬКО, Д.В. КИРИЧУК, С.В. БОРИСЕНКО, О.І. КАСАЙ Контактна взаємодія складнопрофільних деталей з урахуванням локальної податливості поверхневого шару.....	93
М.А. ТКАЧУК, О.І. ШЕЙКО, А.В. НАБОКОВ, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ, О.В. ЛИТВИНЕНКО Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин на основі комп'ютерного моделювання.....	102
О.І. ШЕЙКО, М.Л. БЕЛОВ, А.П. МАРЧЕНКО, М.А. ТКАЧУК, С.О. КРАВЧЕНКО, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, В.Г. ГОНЧАРОВ Енергоефективні технології дискретного зміцнення для підвищення ресурсу елементів конструкцій військової та цивільної мобільної техніки.....	107
М.А. ЧУБАНЬ, Н.А. ТКАЧУК, А.И. ШЕЙКО, Н.Л. БЕЛОВ, И.Я. ХРАМЦОВА, А.А. ЗАРУБИНА, А.В. ТКАЧУК, Н.В. ШЕМАНСКАЯ, А.Д. НЕСТЕРЕНКО Базовые плиты для оснащения приспособлений для станков с ЧПУ и ОЦ в спецпроизводстве: обоснование параметров на основе расчетных исследований.....	114

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

Збірник наукових праць

Серія:

МАШИНОЗНАВСТВО та САПР

№ 39 (1211) 2016

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А.Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, ст. н. с. Г.В. Ткачук

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Обухова І.Б.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ "ХПІ".
Кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин".
Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-68-11; e-mail: tkachuckav@tmm-sapr.org

Обл. вид. № 31-16

Підп. до друку 12.12.2016 р. Формат 60x90/16. Папір офісний.

Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс.

Ум. друк. арк. 8,9. Обл.-вид. арк. 9,0. Тираж 300 прим. Зам. № . Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ "ХПІ".

Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Надруковано в поліграфцентрі "Влавке"
Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6
тел. +38 (057) 714-06-74, +38 (050) 976-32-87
copy@vlavke.com.ua, <http://vlavke.com.ua>