

**Метод и результаты исследования.** Алгоритмы кинематического анализа структурных групп второго класса первого, второго, третьего и пятого видов, каковыми являются механизмы, приведенные на рис.1-4, описаны в работах [6-8] и реализованы в виде подпрограмм расчета соответствующих структурных групп на языке ПАСКАЛЬ [9]. Задача кинематического исследования сводится к совместному решению уравнений проекций на оси координат контуров, образованных звеньями механизмов, с последующим дифференцированием этих уравнений для определения скоростей и ускорений.

В табл. 1 приведены значения углов поворота, аналогов угловых скоростей и угловых ускорений коромысла  $OABE$  для различных коэффициентов сборок ШЧ. Для такого механизма  $k_c = 1$ , если обход точек  $ABE$  происходит по часовой стрелке и  $k_c = -1$ , если обход происходит против часовой стрелки. Расчет проведен при следующих исходных данных:

$$l_{OA} = 0,3; l_{AB} = 0,8; l_{BE} = 1; l_{OE} = 1.$$

В табл. 2 приведены значения углов поворота, аналогов угловых скоростей и угловых ускорений кулисы  $AE$  базового механизма (см. рис. 3).

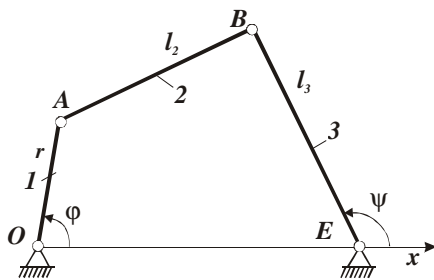


Рис. 1. Шарнирный четырехзвенник

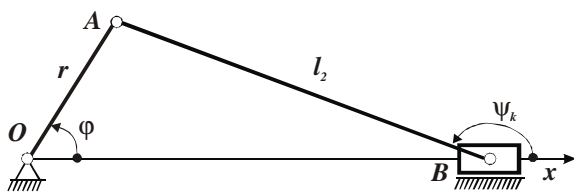


Рис. 2. Кривошипно-ползунный механизм

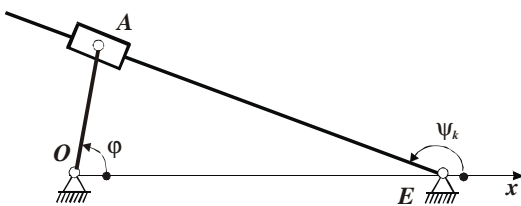


Рис.3. Базовый механизм для шарнирного четырехзвенника

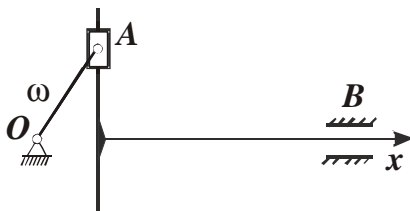


Рис.4. Базовый механизм для кривошипно-ползунного механизма

Таблица 1

Углы поворота, аналоги угловой скорости и углового ускорения коромысла *BE* ШЧ *OABE* для различных коэффициентов сборок ШЧ

$\varphi$	$\psi(kc = 1)$	$\psi(kc = -1)$	$\psi'(kc = 1)$	$\psi'(kc = -1)$	$\psi''(kc = 1)$	$\psi''(kc = -1)$
0°	2.223	-2.223	-4.286E-01	4.286E-01	7.155E-02	-7.155E-02
30°	2.035	-2.434	-2.512E-01	3.442E-01	5.314E-01	3.077E-01
60°	1.978	-2.571	2.837E-02	1.803E-01	4.714E-01	2.862E-01
90°	2.047	-2.630	2.163E-01	5.115E-02	2.465E-01	2.130E-01
120°	2.185	-2.629	2.945E-01	-5.084E-02	6.161E-02	1.831E-01
150°	2.341	-2.578	2.901E-01	-1.445E-01	-6.975E-02	1.751E-01
180°	2.479	-2.479	2.308E-01	-2.308E-01	-1.476E-01	1.476E-01
210°	2.578	-2.314	1.445E-01	-2.901E-01	-1.751E-01	6.975E-02
240°	2.629	-2.185	5.084E-02	-2.945E-01	-1.831E-01	-6.161E-02
270°	2.630	-2.047	-5.115E-02	-2.163E-01	-2.130E-01	-2.465E-01
300°	2.571	-1.978	-1.803E-01	-2.837E-02	-2.862E-01	-4.714E-01
330°	2.434	-2.035	-3.442E-01	2.512E-01	-3.077E-01	-5.314E-01
360°	2.223	-2.223	-4.286E-01	4.286E-01	7.155E-02	-7.155E-02

Таблица 2

Углы поворота, аналоги угловой скорости и углового ускорения кулисы *AE* базового механизма

$\varphi$	$\psi_k(k = 1)$	$\psi'_k(k = 1)$	$\psi''_k(k = 1)$
0°	3.142	-4.286E-01	0.000
30°	2.942	-2.977E-01	4.196E-01
60°	2.845	-7.595E-02	3.788E-01
90°	2.850	8.257E-02	2.298E-01
120°	2.919	1.727E-01	1.224E-01
150°	3.023	2.173E-01	5.269E-02
180°	3.142	2.308E-01	0.000
210°	3.260	2.173E-01	-5.269E-02
240°	3.364	1.727E-01	-1.224E-01
270°	3.433	8.257E-02	-2.298E-01
300°	3.438	-7.595E-02	-3.788E-01
330°	3.342	-2.977E-01	-4.196E-01
360°	3.142	-4.286E-01	0.000

В табл. 3 приведены значения разностей: угла поворота кулисы базового механизма и угла поворота коромысла *BE* ШЧ *OABE*, аналогов угловой скорости кулисы базового механизма и угловой скорости коромысла *BE* ШЧ *OABE*, аналогов углового ускорения кулисы базового механизма и углового ускорения коромысла *BE* ШЧ *OABE* на участках разбега и выбега. Будем предполагать, что угол  $\varphi$  на участке разбега для ШЧ *OABE* принадлежит

отрезку  $\varphi \in [0, \pi]$ , а на участке выбега он определяется следующим образом:

$$\varphi = 2\pi - \varphi .$$

Таблица 3

Изменение угла поворота, аналога угловой скорости и аналога углового ускорения выходного звена ШЧ по сравнению с углом поворота, аналогом угловой скорости и аналогом углового ускорения кулисы базового механизма

$\varphi$	$\psi - \psi_k$	$\psi' - \psi'_k$	$\psi'' - \psi''_k$
0°	-9.183E-01	0.000	7.155E-02
30°	-9.072E-01	4.650E-02	1.118E-01
60°	-8.673E-01	1.043E-01	9.260E-02
90°	-8.032E-01	1.337E-01	1.675E-02
120°	-7.345E-01	1.218E-01	-6.075E-02
150°	-6.821E-01	7.280E-02	-1.224E-01
180°	-6.625E-01	0.000	-1.476E-01
210°	-6.821E-01	-7.280E-02	-1.224E-01
240°	-7.345E-01	-1.218E-01	-6.075E-02
270°	-8.032E-01	-1.337E-01	1.675E-02
300°	-8.673E-01	-1.043E-01	9.260E-02
330°	-9.072E-01	-4.650E-02	1.118E-01
360°	-9.183E-01	0.000	7.155E-02

В табл. 4 приведены значения перемещения ползуна, проекции скорости и ускорения ползуна на неподвижную ось  $x$  для кривошипно-ползунного механизма.

Таблица 4

Перемещение ползуна, проекции скорости и ускорения ползуна на неподвижную ось  $x$  для кривошипно-ползунного механизма

$\varphi$	$x_B$	$x'_B$	$x''_B$
0°	1.100	0.000	-4.125E-01
30°	1.046	-1.996E-01	-3.202E-01
60°	9.066E-01	-3.113E-01	-9.403E-02
90°	7.416E-01	-3.000E-01	1.214E-01
120°	6.066E-01	-2.083E-01	2.060E-01
150°	5.260E-01	-1.004E-01	1.994E-01
180°	5.000E-01	0.000	1.875E-01
210°	5.260E-01	1.004E-01	1.994E-01
240°	6.066E-01	2.083E-01	2.060E-01
270°	7.416E-01	3.000E-01	1.214E-01
300°	9.066E-01	3.113E-01	-9.403E-02
330°	1.046	1.996E-01	-3.202E-01
360°	1.100	0.000	-4.125E-01

В табл. 5 приведены значения перемещения точки  $B$  базового механизма для кривошипно-ползунного механизма, проекции скорости и ускорения точки  $B$  на неподвижную ось ползуна.

Таблица 5

Перемещение выходного ползуна базового механизма для кривошипно-ползунного механизма, проекции скорости и ускорения ползуна на неподвижную ось ползуна

$\Phi$	$x_B^k$	$x_B'^k$	$x_B''^k$
0°	3.000E-01	-1.677	-3.000E-01
30°	2.598E-01	-1.603	5.789E-01
60°	1.500E-01	-1.099	1.303
90°	0.000	-3.000E-01	1.677
120°	-1.500E-01	5.789E-01	1.603
150°	-2.598E-01	1.303	1.099
180°	-3.000E-01	1.677	3.000E-01
210°	-2.598E-01	1.603	-5.789E-01
240°	-1.500E-01	1.099	-1.303
270°	0.000	3.000E-01	-1.677
300°	1.500E-01	-5.789E-01	-1.603
330°	2.598E-01	-1.303	-1.099
360°	3.000E-01	-1.677	-3.000E-01

Таблица 6

Изменение перемещения, проекции скорости и ускорения ползуна кривошипно-ползунного механизма по сравнению с перемещением, проекцией скорости и проекцией ускорения выходного ползуна базового механизма

$\Phi$	$x_B - x_B^k$	$x_B' - x_B'^k$	$x_B'' - x_B''^k$
0°	8.000E-01	1.677	-1.125E-01
30°	7.858E-01	1.403	-8.991E-01
60°	7.566E-01	7.872E-01	-1.397
90°	7.416E-01	0.000	-1.556
120°	7.566E-01	-7.872E-01	-1.397
150°	7.858E-01	-1.403	-8.991E-01
180°	8.000E-01	-1.677	-1.125E-01
210°	7.858E-01	-1.502	7.783E-01
240°	7.566E-01	-8.902E-01	1.509
270°	7.416E-01	0.000	1.799
300°	7.566E-01	8.902E-01	1.509
330°	7.858E-01	1.502	7.783E-01
360°	8.000E-01	1.677	-1.125E-01

В таблице 6 приведены значения разностей: перемещения ползуна  $B$  по

оси  $x$  кривошипно-ползунного механизма и перемещения выходного ползуна базового механизма, проекции скорости ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма на ось  $x$  и проекции скорости на ось  $x$  выходного ползуна базового механизма, проекции ускорения на ось  $x$  выходного ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма и проекции ускорения на ось  $x$  выходного ползуна  $B$  базового механизма на участках разбега и выбега. Будем предполагать, что угол  $\varphi$  на участке разбега принадлежит отрезку  $\varphi \in [-\pi/2; \pi/2]$ , а на участке выбега определяется следующим образом:  $\varphi = \pi - \varphi$ .

**Заключение.** Рассматривая данные таблиц можно сделать следующие выводы.

1. Из табл. 1 видно, что при рассмотрении ШЧ разных сборок имеют место следующие соотношения:

$$\psi_{kc=1}(\varphi) = -\psi_{kc=-1}(2\pi - \varphi);$$

$$\psi'_{kc=1}(\varphi) = -\psi'_{kc=-1}(2\pi - \varphi);$$

$$\psi''_{kc=1}(\varphi) = -\psi''_{kc=-1}(2\pi - \varphi).$$

2. Из табл. 2 и 5 видно, что кулисный механизм с прямолинейной кулисой (базовый) для ШЧ и кривошипно-ползунного механизма имеет симметричную тахограмму движения (т.е. участок разбега симметричен участку выбега):

$$\psi'_k(\varphi) = \psi'_{k=1}(2\pi - \varphi), \quad \psi''_k(\varphi) = -\psi''_{k=1}(2\pi - \varphi),$$

$$x_B{}^k(\varphi) = -x_B{}^k(\pi - \varphi), \quad x_B{}''^k(\varphi) = -x_B{}''^k(\pi - \varphi),$$

где индекс  $k$  внизу либо сверху обозначает базовый механизм.

3. Из табл. 1 и 4 следует, что тахограмма движения рычажных механизмов второго порядка не является симметричной (участок разбега несимметричен участку выбега). Из табл. 3 и 6 следует, что если модуль угловой скорости коромысла  $BE$  ШЧ  $OABE$  или линейной скорости ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма на интервале разбега увеличивается на некоторую величину по сравнению с модулем угловой или линейной скорости кулисного механизма с прямолинейной кулисой (базового механизма), то на интервале выбега этот модуль скорости на такую же величину уменьшается.

4. Аналогичный вывод можно сделать относительно модуля углового ускорения коромысла  $BE$  ШЧ  $OABE$  и линейного ускорения ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма: на какую величину уменьшается или

увеличивается модуль ускорения на интервале разбега, на такую же величину уменьшается или увеличивается модуль ускорения на интервале выбега по сравнению с модулем углового или линейного ускорения кулисного механизма с прямолинейной кулисой (базового механизма).

5. Аналог угловой скорости выходного звена ШЧ при  $\varphi=0^\circ$  и при  $\varphi=180^\circ$  равен аналогу скорости базового кулисного механизма при тех же углах. Аналог скорости кривошипно-ползунного механизма при  $\varphi=90^\circ$  и  $\varphi=270^\circ$  равен аналогу скорости базового кулисного механизма при тех же углах.

В работе [5] приведены таблицы для определения положений, аналогов скорости и ускорения поступательно движущейся кулисы с криволинейным пазом; углов поворота, аналогов угловой скорости и углового ускорения кулисы с криволинейным пазом, совершающей качательное движение. Анализ результатов позволил сделать выводы, аналогичные выводам 1-5. Таким образом, эти выводы подтверждают предположение о кинематической эквивалентности механизмов с криволинейными пазами и механизмов второго порядка, сделанное в работе [5].

Таким образом, становится возможным интерпретировать механизмы второго порядка как кулисные механизмы с криволинейным пазом. А, следовательно, становится возможным предложить эффективные алгоритмы анализа и синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса второго порядка, базируясь на формулах и предположениях, выведенных для кулисных механизмов с криволинейным пазом. Эти алгоритмы предложены в работах [3,4].

**Список литературы.** 1. Джолдасбеков У.А. Графоаналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов. – Алма-Ата: "Наука" Казахской ССР, 1983. – 256 с. 2. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с. 3. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И. Кинематика плоских механизмов, содержащих одну структурную группу второго порядка // Динамика и прочность машин: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 53. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С.127–132. 4. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А. Синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Технологии в машиностроении: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 68. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С.17–21. 5. Новгородцев В.О., Зинченко О.И. Кинематика кулисных механизмов с криволинейными пазами // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 49. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С. 73–80. 6. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с. 7. Белоконев И.М. Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. – К.: Выща школа, 1990. – 208 с. 8. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин. – К.: Выща шк., 1989. – 375 с. 9. Методические указания по применению ЭВМ при выполнении курсовой работы по теории механизмов и машин: Утв. редакц.- издат. советом института, прокол №2 от 02.04.93. – Харьков ХПИ, 1993. – 46 с.

Поступила в редколлегию 12.11.2005

**Н.В.КОХАНОВСКИЙ**, канд.техн.наук, **С.В.ПАВЛЕНКО**,  
**А.Г.ЯНЧИК**, ХИТВ НТУ “ХПИ”

## **ЧАСТОТНОЕ УРАВНЕНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ДВИЖУЩЕЙСЯ ГУСЕНИЧНОЙ ВЕТВИ С РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ШАРНИРАМИ**

Зроблено критичний аналіз методик, що застосовуються при дослідженні динамічних параметрів поперечних коливань провисаючих гусеничних гілок. Відзначено, що для рішення практичних задач доцільно представляти гусеничну гілку як систему з рівномірно розподіленими параметрами. З використанням двоххвильового представлення розв'язку одержано частотне рівняння, що дає можливість дослідити вплив на динаміку поперечних коливань інерційних жорсткісних силових параметрів гусеничного обводу та швидкості руху гусеничної машини.

The critical analysis of methods which are used at research of dynamic parameters of transversal vibrations of sagging caterpillar branches is done. It is marked that for the decision of practical tasks it is expedient to represent a caterpillar branch as system with uniformly distributed parameters. With the use of two-wave representation of decision the frequency equation is got that gives possibility to explore an influence on dynamics of transversal vibrations of inertias rigid power parameters of caterpillar compass and rate of movement of caterpillar machine.

Введение. У современных быстроходных гусеничных машин (ГМ) провисающие гусеничные ветви имеют значительную свободу перемещений в поперечном направлении. Такие пути устранения этого нежелательного явления, как увеличение предварительного статического натяжения  $T_0$ , числа поддерживающих катков, а также продольной и изгибной жесткости резино-металлических шарниров (РМШ) являются не эффективными и не всегда приемлемыми. Так увеличение  $T_0$  приводит к росту потерь мощности в гусеничном движителе, увеличению статической загруженности элементов гусеничного движителя, к недоиспользованию динамических ходов крайних опорных катков, к увеличению неравномерности распределения удельных давлений опорной ветви. Увеличение числа поддерживающих катков также ограничено из-за роста потерь в движителе, увеличения износа обводов поддерживающих катков по причине увеличивающегося при этом проскальзывания обода с беговой дорожкой гусеницы, уменьшения стабилизирующего влияния верхней ветви гусеничного обвода на натяжение передней наклонной ветви при колебаниях корпуса ГМ. Возмущающие же воздействия с ростом скорости современных ГМ возрастают. Это приводит к возникновению значительных по амплитуде поперечных колебаний провисающих ветвей. Особенно остро этот вопрос стоит с гусеничными обводами с РМШ, так как из-за значительной продольной податливости гусеницы с РМШ ограничивающее амплитуду поперечных колебаний действие нелинейных “цепных”

сил [1] значительно меньше, чем для гусеницы с металлическим шарниром (МШ).

Поперечные колебания, вызывающие высокие динамические нагрузки как в гусеничном обводе, так и во всех узлах гусеничного движителя, могут явиться причиной ограничения скорости движения и сбрасывания гусеницы. Поэтому исследование динамических параметров колебательных процессов в гусеничном обводе с целью его стабилизации является одной из актуальных задач при создании быстроходных ГМ.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Вид аналитического представления дифференциальных уравнений поперечных колебаний провисающей ветви гусеничного обвода определяется характером решаемых задач, скоростным диапазоном и особенностями использования рассматриваемых гусеничных машин. Так при определении собственных частот поперечных колебаний гусеничная ветвь представлялась в виде нерастяжимой гибкой нити с сосредоточенными на равных расстояниях точечными массами, каждое из которых равна массе одного трака в сборе [2]. При рассмотрении свободных и вынужденных поперечных колебаний состоящая из  $n$  траков гусеничная ветвь представлялась в виде цепочки жестких стержней (траков), соединенных между собой упругими и демпфирующими связями [3], [4]. Такая задача сводилась к решению системы  $(5n + 2)$  дифференциальных и алгебраических уравнений со сложным алгоритмом определения действующих на концах траков сил и моментов. Численное решение такой задачи и анализ результатов счета при большом числе содержащихся в ветви траков представляет значительные трудности и нерационально. Проектировщика не интересует закон движения каждого трака в отдельности в виде функции времени. Его интересует, прежде всего, то, как ведет себя гусеничная ветвь в целом. Практическую ценность для исследователя представляет информация о динамических характеристиках колебательного процесса, о режимах движения и закономерностях возникновения неустойчивых поперечных колебаний, об условиях потери устойчивости гусеничного обвода. Для решения таких практически важных задач гораздо эффективнее и менее трудоемко является представление гусеничной ветви в виде системы с равномерно распределенными по длине параметрами [3].

Приведение гусеницы с РМШ к эквивалентной ленте позволяет использовать стержневую теорию. При этом задача о поперечных колебаниях эквивалентной ленты сводится к интегрированию уравнений в частных производных 4-го (5-го) порядка. При представлении решения обычно исходили из предположения, что уравнения стационарного движения ветви имеет форму уравнений статики. Исходя из этого, решение представлялось в виде разложения по собственным формам колебаний для неподвижной в продольном направлении ветви. Тем самым игнорировался сам факт продольного движения гусеницы. В результате не учитывались центробежные и кориолисовы силы инерции, возникающие при перематывании гусеничного обвода. Такое допущение может быть приемлемым для приближенных расчетов при не-



больших значениях погонной массы и скорости движения гусеничной машины. Однако применительно к современным быстроходным ГМ оно неприемлемо, так как дает неверное представление как о собственных частотах, так и о формах поперечных колебаний, игнорирование зависимостью которых от скорости продольного движения ветви при значительных скоростях движения ГМ приводят к неверным результатам и не позволяют вскрыть явление потери устойчивости ветви.

Учет продольного движения гусеницы приводит к появлению в уравнении смешанной частной производной. Согласно [5], к таким уравнениям нельзя применить классическую схему разделения переменных в действительной области искомым функций. В [5] предлагается представлять решение в виде суперпозиции двух групп волн. При этом проблема сводится к решению характеристического уравнения 4-го порядка с комплексными коэффициентами. Нахождение корней этого уравнения в аналитическом виде не представляется возможным. Поэтому частотное уравнение получали только для частных случаев (при  $V = 0$  и  $V = \sqrt{T/\mu}$ ).

**Цель и постановка задачи.** Целью исследования является получение в аналитическом виде уравнения частот применительно к поперечным колебаниям движущейся гусеничной ветви, представленной как система с равномерно распределенными по длине ветви приведенными погонной массой, изгибной жесткостью и моментом инерции поворота трака.

**Вывод уравнения частот.** Как известно [1], свободные поперечные колебания движущейся гусеничной ветви с равномерно распределенными по длине ветви приведенными погонной массой, изгибной жесткостью и моментом инерции поворота трака описываются дифференциальным уравнением:

$$\mu \left( \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + 2V \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} + V^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \lambda EI \frac{\partial^5 y}{\partial x^4 \partial t} - \rho I \frac{\partial^4 y}{\partial x^2 \partial t^2} - T_{cv} \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (1)$$

с соответствующими ему граничными условиями шарнирного опирания:

$$y|_{x=0} = y|_{x=l_i} = 0; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=0} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=l_i} = 0, \quad (2)$$

где

$$T_{cv} = T_o - \left( \frac{1}{e_c + e_p + 2\chi} \right) \left[ (e_c + e_p) \mu V^2 + P(e_p + \chi) - \Delta_{1v} - \Delta_{2v} \right]. \quad (3)$$

В выражении (3) второе и последующие составляющие натяжения определяют уменьшение статического натяжения с ростом скорости движения, с увеличением тягового усилия и с приращением длин передней и задней наклонных ветвей из-за статического “всплытия” корпуса машины с ростом

скорости движения гусеничной машины.

Уравнение (1) с граничными условиями (2) содержит смешанную частную производную. Это является причиной того, что к подобным уравнениям нельзя применить классическую схему разделения переменных в действительной области искомых функций. Согласно методу Горошко [5], решение предлагается отыскивать в виде специального двухчленного представления, позволяющего разделить переменные:

$$y(x, t) = \varphi(x) \cos \omega t + \psi(x) \sin \omega t. \quad (4)$$

При отыскании собственных частот поперечных колебаний будем пренебрегать влиянием на собственные частоты демпфирующих сил ветви. Это, как известно, не вносит существенных погрешностей при определении низших собственных частот колебаний. Подставив (4) в (1) и приравняв к нулю коэффициенты при  $\cos \omega t$  и  $\sin \omega t$ , получим систему 2-х уравнений относительно  $\varphi(x)$  и  $\psi(x)$  в виде:

$$\begin{aligned} EI\varphi^{IV} + \rho I\omega^2\varphi' - \mu\omega^2\varphi + 2\mu V\omega\psi' - T_{cv}\varphi'' &= 0; \\ EI\psi^{IV} + \rho I\omega^2\psi' - \mu\omega^2\psi - 2\mu V\omega\varphi' - T_{cv}\psi'' &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Следуя методу, введем комплексную функцию:

$$\Phi(x) = \varphi(x) + i\psi(x), \quad (6)$$

где  $i$  – мнимая единица.

Тогда нетрудно видеть, что решение системы (5) сводится к решению дифференциального уравнения с комплексными коэффициентами:

$$\Phi^{IV} + b\Phi'' + id\Phi' + e\Phi = 0, \quad (7)$$

$$\text{где } b = \frac{\rho I\omega^2 - T_{cv}}{EI}; \quad d = \frac{2\mu V\omega}{EI}; \quad e = -\frac{\mu\omega^2}{EI}.$$

Решение уравнения (7) представимо в виде:

$$\Phi(x) = C_1 e^{k_1 x} + C_2 e^{k_2 x} + C_3 e^{k_3 x} + C_4 e^{k_4 x}, \quad (8)$$

где  $k_i$  – корни характеристического уравнения:

$$k^4 + bk^2 + idk + e = 0, \quad (9)$$

$C_i$  – комплексные постоянные, определяемые из граничных условий, которые в соответствии с (2) для функции  $\Phi(x)$  будут иметь вид:

$$\Phi(0) = \Phi(l) = 0; \quad \Phi''(0) = \Phi''(l) = 0. \quad (10)$$

Тогда в соответствии с (6) можно записать:

$$\varphi(x) = R_e[\Phi(x)] \quad \psi(x) = I_m[\Phi(x)] \quad (11)$$

Аналитическое определение корней характеристического уравнения (9) не представляется возможным. Так как уравнение (9) содержит комплексные коэффициенты, то его корни будут комплексными и различными. Найденные с помощью численного итерационного метода Ньютона корни уравнения (9) для скоростей движения, при которых  $T_{cv} = 0$  и при пренебрежении моментом инерции  $I$ , определенных в [1] как критические, можно привести к виду:

$$k_{1,2} = i(\pm\gamma - \delta); \quad k_{3,4} = \pm\beta + i\delta.$$

где  $\gamma, \delta, \beta$  определяются через коэффициенты уравнения (9) [6].

Тогда выражение (8) в этом случае можно представить в следующем виде:

$$\Phi(x) = e^{i\delta x}(C_1 ch\beta x + C_2 sh\beta x) + e^{-i\delta x}(C_3 \cos \gamma x + C_4 \sin \gamma x). \quad (12)$$

Из условия равенства нулю определителя однородной системы уравнений (10), составленной из граничных условий, получаем частотное уравнение в виде:

$$\Delta = \frac{\cos 2\delta l}{ch\beta l} - \frac{\sin \gamma l sh\beta l}{2\gamma\beta ch\beta l} \left[ \left( \frac{\beta^2 + \gamma^2}{2\delta} \right)^2 - (\gamma^2 - \beta^2) \right] - \cos \gamma l = 0. \quad (13)$$

Значения  $\omega$ , удовлетворяющие частотному уравнению, можно определить по методу остатков. Так как необходимо находить собственные частоты нескольких форм колебаний, то удобно построить график зависимости от  $\omega$  выражения (13):

$$\Delta[\delta(\omega), \gamma(\omega), \beta(\omega)] \quad (14)$$

и определить точки пересечения кривой (14) с осью абсцисс, по которой отложены значения  $\omega$ .

## Выводы

1. Исследование поперечных колебаний провисающих гусеничных ветвей скоростных гусеничных машин необходимо производить с учетом кориолисовых и центробежных сил, обусловленных продольным движением гусеничной ветви.

2. Получено уравнение частот, решение которого численным методом остатка позволяет проанализировать влияние на собственные частоты и формы поперечных колебаний скорости продольного движения ветви и инерционных, жесткостных и силовых параметров гусеничного обвода.

**Список литературы. 1.** *Кохановский Н.В., Магерамов Л.К.* Неустойчивые режимы поперечных колебаний верхней ветви гусеничного обвода танка. // Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 1998. – № 2. – С.41-46. **2.** *Леонов С.И.* Поперечные колебания верхней ветви обвода гусеничного движителя с передним расположением звездочки. // Известия вузов. – М.: Машиностроение, 1958. – № 9. – С.10-19. **3.** *Платонов В.Ф.* Динамика и надежность гусеничного движителя. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с. **4.** *Ребров А.Ю.* К вопросу о моделировании звенчатой гусеничной цепи. // Вестник НТУ “ХПИ”. Собрание научных трудов. Тематический выпуск: Автомобиле- и тракторостроение. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2003. – № 4. – С.62-66. **5.** *Горошко О.А., Демьяненко А.Г.* О двухволновом представлении решения дифференциальных уравнений, описывающих динамику некоторых конструкций с подвижной нагрузкой. // Украинский математический журнал. – 1974, Т.29. – № 5. – С.638-641. **6.** *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике. – М.: Наука, 1967. – 608 с.

*Поступила в редколлегию 22.11.2005*

УДК 539.3:623.438

*А.Н. МАЛАКЕЙ*, ГП “Завод им. Малышева”

## **АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА БОЕВОЙ МАШИНЫ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ВОЗДЕЙСТВИИ**

Запропоновано розвинений узагальнений параметричний підхід до побудови систем автоматизованого проектування корпусів бойових машин за критеріями жорсткості та міцності. Використано технології структурних та ієрархічних побудов при розгляді параметричного простору. Це дає змогу різко підвищувати ефективність досліджень фізико-механічних процесів та формування на цій основі раціональних параметрів корпусів бойових машин.

The developed generalized parametrical approach is offered to construction of CAD systems of fighting machines hulls under criteria of rigidity and strength. Technologies of structural and hierarchical constructions are used at consideration of parametrical space. It enables sharply to promote efficiency of researches of physical and mechanical processes and forming of rational parameters of fighting machines hulls on this basis.

**1. Введение.** Процесс проектирования, в частности, выбора вариантов усиления бронекорпусов легкобронированных машин (ЛБМ) в процессе модернизации требует обоснованного выбора конструктивных схем исполнения и конструктивных параметров, обеспечивающих заданные тактико-технические характеристики модернизируемой машины при выполнении требований прочности и жесткости корпуса. В работах [1,2] предложена общая технология решения поставленной задачи. Большую актуальность и важность приобретают при этом конкретные задачи исследования влияния динамических нагрузок на корпус модернизируемого БТР-80. В частности, представляет интерес характер нагружения корпуса модернизируемого бронетранспортера при преодолении препятствий, а также характеристики напряженно-деформированного состояния бронекорпуса. Это составляет основную часть актуальной задачи моделирования напряженно-деформированного состояния корпуса боевой машины при динамическом воздействии.

Отечественное бронетанкостроение нацелено на разработку новых машин с повышенными тактико-техническими характеристиками, а также на модернизацию боевых машин, находящихся на вооружении армий многих стран мира. В процессе модернизации легких по массе боевых машин в первую очередь производится усиление вооружения и повышение мощности двигателей. Это в свою очередь приводит к росту силовых нагрузок на корпус легкобронированных машин (ЛБМ), который замыкает на себе все силовые потоки, в том числе от действия импульсных усилий стрельбы и динамических сил в процессе преодоления препятствий. Естественно, что возникает задача определения резерва по прочности и жесткости модернизируемого корпуса для определения рациональных схем его усиления.

В мировой практике задачи такого типа решаются мощными научными коллективами с привлечением универсальных САПР и специализированных компьютерных систем моделирования напряженно-деформированного состояния, а также последующих лабораторных и полигонных испытаний. Для предприятий отечественного бронетанкостроения в силу ограниченных ресурсов программного и аппаратного обеспечения описанная задача представляет собой не только научную проблему, она имеет и другие составляющие: организационную, методологическую, проблему лицензионного программного обеспечения, вопрос обеспечения пиковой вычислительной мощности и необходимого дискового пространства. Требуется разработка подхода, который обеспечивал бы решение основной сформулированной задачи наравне с указанными сопутствующими ее составляющими. В первую очередь это относится к моделированию динамических процессов от воздействия элементов подвески. В связи с этим актуальной и важной задачей является разработка технологии автоматизированного исследования динамических напряжений и деформаций корпусов ЛБМ в тесной связи с остальными этапами проектных работ.

**2. Анализ и постановка задачи.** Этапы исследования напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин являются составной частью всего процесса проектирования. Традиционным считается подход к проектированию как линейной последовательности этапов, выходная информация каждого из которых является входными данными для следующего. При этом внесение корректив и организация обратной связи затруднительна. К сожалению, такая технология, которая больше характерна для „бумажного” проектирования, зачастую механически переносится на новую, „безбумажную”, компьютеризированную. При этом теряется огромное преимущество последней – возможность организации параметрического подхода, ассоциативности и двунаправленности данных на всех этапах разработки изделия от выбора первых вариантов его структурной схемы до технологической подготовки производства.

Передовые компании мира при организации работ широко используют универсальные CAD/CAM/CAE/PDM-системы, а также специализированные системы собственной разработки либо созданные по заказу сторонними софтверными фирмами. Стоимость такого оснащения, равно как и его аппаратная составляющая, чрезвычайно высока при выборе любого из указанных путей решения проблемы.

В то же время для отечественного бронетанкостроения и науки характерно наличие большого количества математических моделей и баз данных, которые либо не реализованы в виде программных продуктов, либо реализованы в виде специальных систем, не имеющих выхода на другие системы. Этот недостаток можно обратить в преимущество, предложив технологию **интеграции** специализированных модулей, универсальных систем и интерфейсных модулей. Данный подход эффективно организовывается на базе обобщенного параметрического описания сложных механических систем, который оставляет пути для его творческого применения, дополнения и использования в зависимости от специфики решаемых задач.

В статье предлагается развитие разработанного ранее обобщенного параметрического подхода, направленное на повышение эффективности самого процесса проектирования на основе выделения разделенных по времени, содержанию и характеру процессов.

Действительно, исследование физико-механических процессов на *первых этапах* проектных работ, когда речь идет о выборе вариантов реализации создаваемой машины, ее основных тактико-технических характеристик, компоновки, отличается от задач оптимального проектирования на завершающих этапах (получение научно обоснованных конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров).

На этапе лабораторных, стендовых и полигонных испытаний характер данных исследований претерпевает еще одно изменение: речь идет об улучшении тактико-технических характеристик машины по отдельным направлениям с учетом данных, полученных на лабораторных образцах, макетах и опытных образцах боевой машины.

В связи с этими факторами предлагается этапная структуризация предлагаемой система автоматизированного исследования напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин „БТР – ДИНАМИКА”.

**3. Формализация задачи.** Рассмотрим традиционную постановку задачи оптимального проектирования элементов боевых машин. В параметрическом пространстве  $V = \{p_1, p_2, \dots, p_n\}$  по заданным тактико-техническим характеристикам (обозначим их множеством  $T$ ) находится такой набор параметров, который удовлетворяет ряду требований, в том числе по прочности, жесткости, массе, скоростям, ускорениям и т.д., а также доставляет минимум (максимум) функции качества системы:

$$p^* = p(T). \quad (1)$$

Обобщенный параметрический подход позволяет качественно расширить понятие параметра, а значит, и обобщенного параметрического пространства. В их состав можно включать и такие трудноформализуемые факторы, как структура, свойства численных моделей и т.д. Тогда множество варьируемых параметров  $p$  можно **структурировать**:

$$p = C \mathbf{U} \Pi \mathbf{U} K, \quad (2)$$

где  $C$  – множество, в основном описывающее создаваемую конструкцию в „скелете”;

$\Pi$  – множество проектных параметров, описывающее конструкцию в виде проектной документации;

$K$  – множество конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров, уточняемых на этапе испытаний отдельных элементов и опытных образцов изделий.

Естественно, что множества  $C$ ,  $\Pi$ ,  $K$  не являются независимыми. Более того, между ними существует определенная иерархическая связь типа „порождающее множество  $U$  – порождаемое множество  $E$ ”, или „родитель – потомок”:

$$K = K(\Pi), \quad \Pi = \Pi(C). \quad (3)$$

Эта относительная зависимость означает, в том числе, и то, что:

1) если среди порождающих параметров не существует решения задачи  $T = T(U)$ , то теряет смысл задача  $T = T(E)$ ;

2) если существует решение  $T = T(U)$ , то в принципе возможно (но не обязательно), получение оптимального решения  $T = T(E)$  (в связи с оговоркой предполагается поиск и альтернативного решения).

Структуризация и иерархизация параметрического пространства дает два существенных преимущества: предотвращается лавинообразный рост информационных массивов; резко уменьшаются требуемые объемы вычислительных ресурсов.

**4. Структура многоуровневой системы автоматизированного исследования физико-механических процессов в корпусе боевой машины.** Предлагаемая структура многоуровневой САПР корпусов боевых машин по критериям прочности, жесткости и динамических характеристик представлена на рис. 1.

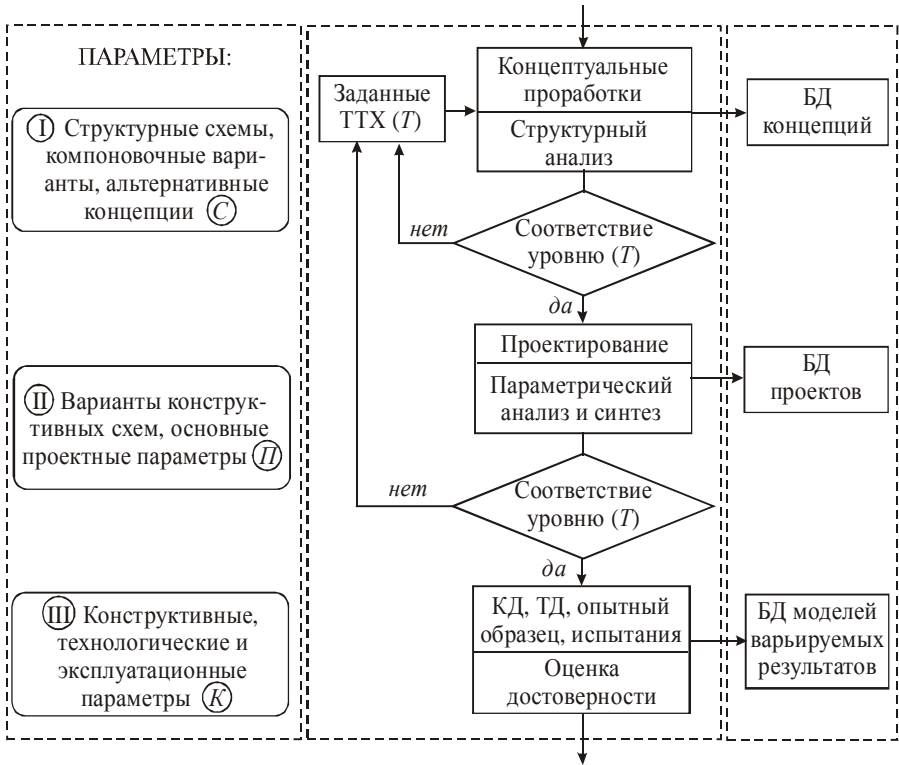


Рис.1. Структура многоуровневой САПР

При исследовании динамических процессов и напряженно-деформированного состояния для оптимального проектирования корпусов бронетранспортеров, как и в других конкретных случаях, структура специализированной интегрированной САПР обуславливается общей идеологией обобщенного параметрического подхода, модифицированного с учетом технологии структуризации и иерархизации применительно к спе-



цифике конкретного объекта. В данном случае предлагаемая структура САПР приведена на рис. 2.

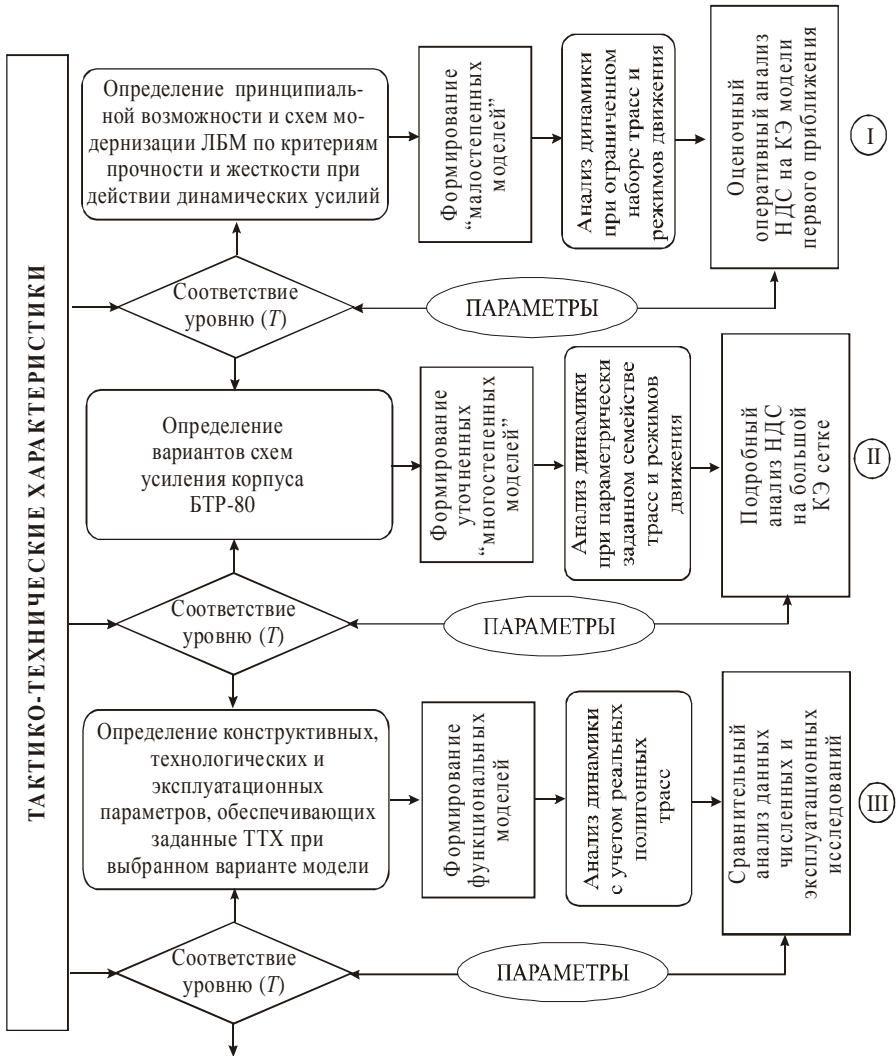


Рис.2. Структура специализированной интегрированной САПР для анализа напряженно-деформированного состояния и синтеза корпусов бронетранспортеров по критериям прочности и жесткости

5. Программная реализация предложенного подхода. На рис.3 представлен вариант реализации специализированной интегрированной САПР применительно к модернизируемому БТР-80.

Особенностью предложенной специализированной САПР является широкое использование преимуществ мощных универсальных программных комплексов Pro/ENGINEER, ANSYS, NASTRAN, ADAMS в сочетании с гибкой структурой данных и возможностями интерфейса.

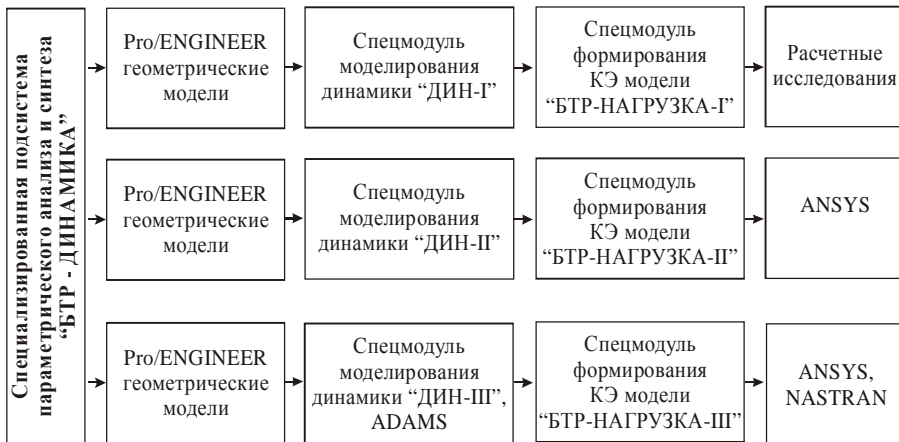


Рис. 3. Модули специализированной системы “БТР – ДИНАМИКА”

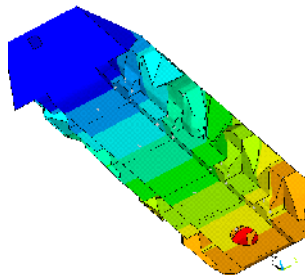
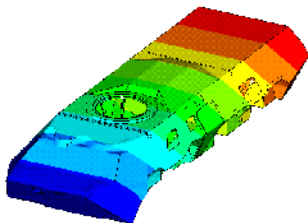
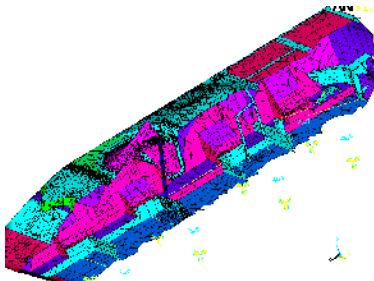
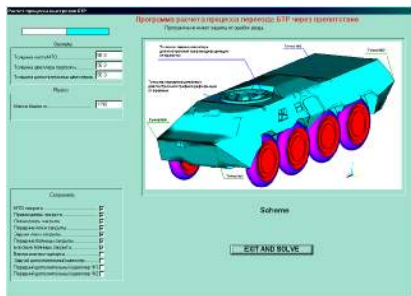


Рис. 4. Интерфейс системы “БТР – ДИНАМИКА”, конечно-элементная модель и распределение перемещений точек корпуса

**6. Решения тестовых задач.** На рис. 4 приведен интерфейс системы “БТР – ДИНАМИКА”. Реализованная система позволяет на основе ограниченного количества информации получать:

- на первом этапе – характеристики динамического воздействия от подвески на корпус;
- на втором этапе – оценивать напряженно-деформированного состояния корпуса;
- в последующем – проводить параметрический анализ и синтез конструкции.

Таким образом, покрывается весь цикл задач, возникающих в процессе модернизации корпусов легкобронированных машин.

**7. Заключение.** Предложенный в статье подход, реализованный в виде специализированной интегрированной САПР, продемонстрировал его работоспособность, показал высокую эффективность и оперативность при решении задач анализа напряженно-деформированного состояния корпусов БТР-80 в процессе модернизации. В дальнейшем требуется проведение многовариантных исследований с варьированием режимов движения, параметров препятствий и формирование на этой основе соответствующей базы данных.

**Список литературы:** 1. *Ткачук Н.А.* Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем // Сб. науч. тр. “Динамика и прочность машин”. – Харьков: ХГПУ. – 1998. – вып.56.– С.175-181. 2. *Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А.* Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1.– С.184-194.

*Поступила в редколлегию 02.12.2005*

УДК 515.2

***В.Є.МИХАЙЛЕНКО***, докт.техн.наук, проф., ***Т.О.БОРЦОВА***,  
Київський національний університет будівництва та архітектури

### ***ДО ПИТАННЯ ПРО МОЖЛИВІСТЬ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТІВ-МАНІПУЛЯТОРІВ***

В статті запропоновано підхід до автоматизації процесу проектування роботів-маніпуляторів. Аргументується необхідність використання сучасних САПР для автоматизації процесу. Наведено класифікацію роботів-маніпуляторів, яку виконано з точки зору зручності автоматизації процесу проектування роботів.

The approach to robots and manipulators designing process automation is offered. The reason of use modern CAD/CAE/CAM software necessity for process automation is given. The robots classification executed from the view point of robots designing process automation is given.

**Вступ.** Розповсюдженість роботів та маніпуляторів постійно зростає. Їх різноманіття міцно увійшло в наше життя настільки, що усвідомлюєш - майже не залишилося таких сфер сучасного життя, де б вони зовсім не зустрічалися. Роботи та маніпулятори використовуються на основних та допоміжних операціях виробництва, транспортних операціях, у медицині, військовій справі, наукових дослідженнях, у побуті, на стику декількох напрямів. На даний момент вже існує дуже велика кількість схем та модифікацій роботів. Це пов'язано з необхідністю вирішення різноманітних задач у різних умовах. Деякі моделі роботів зображено на рис. 1. Це і іграшкове цуценя Aibo, виготовлене корпорацією Sony (рис. 1,а), і військовий робот розвідник TALON (США), що може знешкоджувати бомби (рис. 1,б). Розміри робота бувають дуже маленькими, що добре видно на прикладі мікроробота – дослідника (Sandia) (рис. 1,г), габаріти якого не перевищують 20 мм. Роботи можуть працювати у ворожому середовищі, як наприклад Attila (Motor Lab) (рис. 1,д). Також отримало поширення екзопротезування (рис. 1,в).



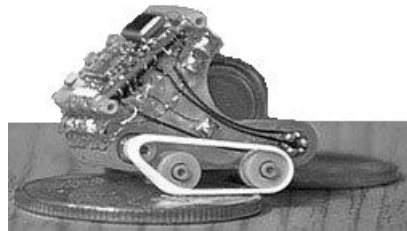
а



б



в



г

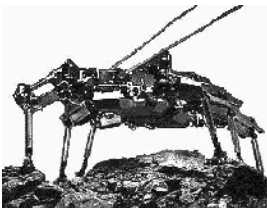


Рис. 1. Моделі роботів

Д

Перші моделі роботів виконувались традиційним способом – за розрахунками, що провадив безпосередньо виконавець, креслення креслярськими приладами на кульмані. Але в останні роки темп розвитку виробничих технологій зріс настільки, що проектування традиційними методами стає не тільки недоцільним, але й просто неможливим через свою конкурентну неспроможність. Тому на сьогочасному етапі на перший план виходить використання новітніх технологій та обладнання. Сучасні засоби автоматизованого проектування надають розробнику потужний інструмент для створення нових моделей механізмів, причому цей інструмент з кожним роком вдосконалюється.

Розвиток засобів автоматизації проектування призвів до появи так званих імітаційних технологій, що дозволяють моделювати геометричні та механічні властивості системи, вчасно помічати помилки в конструкції, досліджувати роботу механізму в реальних фізичних умовах, у реальному часі, обирати тип обробки деталей, їх складання, спостерегати за цим процесом – і все це у віртуальному просторі. Найкращим інструментом для цього є комп'ютер з встановленим на ньому програмним забезпеченням. Віртуальне виробництво – це інтегроване синтетичне виробниче середовище, яке використовується для розширення всіх рівнів прийняття рішень та керування, і може бути класифіковане як проектно-орієнтоване, виробничо-орієнтоване та керувально-орієнтоване. Приклади застосування імітаційних технологій розглянуто в [1].

Роботи-маніпулятори включають в себе багато різноманітних деталей, вони функціонують із застосуванням досить складних механізмів. Але більшість з них схожі за формою, та мають різні розміри. Створення кожної такої деталі окремо – процес трудомісткий та довгий, та в цьому випадку на допомогу приходять здатність САПР використовувати параметризовані моделі [1]. Параметризувати можна як окремі деталі, так і структуру механізму. Причому параметризація може бути як кількісною, так і якісною. Тобто змінювати можна не тільки числові значення параметрів, але й наявність самого параметра. Така можливість значно прискорює створення нових моделей роботів на базі вже існуючих складових.

**Постановка завдання.** Методи проектування моделей механізмів будь-якої складності вже досить докладно відпрацьовані. Існує велика кількість програмного забезпечення САПР різного рівня, які, залежно від закладених в

них можливостей, дозволяють створювати геометричні моделі та фізичні моделі будь-яких об'єктів. Але це програми універсальні і не орієнтовані на дослідження та проектування саме роботів чи маніпуляторів.

Метою даного дослідження є розробка концепції та методики, за допомогою яких можна автоматизувати процес дослідження та проектування роботів-маніпуляторів, а також створення узагальненої моделі робота та його середовища, що відповідають розробленій концепції.

**Аналіз останніх досліджень.** В багатьох наукових працях та підручниках, наприклад, [2] та [3], розглянуто розв'язання задач аналізу та синтезу механізмів у традиційному вигляді. Питання проектування та дослідження роботів-маніпуляторів також освітлювалися багатьма авторами ([4], [5], [6], [7], [8], [9], [10]). У працях [11] та [12] розглянуто підхід до автоматизації дослідження складних і надскладних механічних систем. Але концепція та методика автоматизації процесу проектування не механізму взагалі, а саме роботів, досі не розроблені.

**Опис запропонованого підходу.** Автоматизація процесу проектування та дослідження роботів дозволить розв'язувати такі задачі, як кінематика, динаміка, прикладна геометрія тощо. Для того, щоб автоматизувати процес, можна, як було сказано вище, використати один з багатьох програмних пакетів САПР, що дозволить створити геометричні моделі механізмів в параметричному вигляді, а також розрахувати їх кінематичні та динамічні характеристики. Але ці програмні пакети орієнтовані на механізми в цілому, а не конкретно на маніпулятори. Створення власної програми, яка б дозволяла автоматизувати побудову параметричної моделі маніпулятора або адаптувати для цього існуючі програми, дозволить значно прискорити роботу конструктора та зменшить затрати на проектування.

На жаль, для створення нової програми з нуля необхідно витратити дуже багато часу та коштів. Тому найпростішим варіантом на цей час приймається написання керуючої програми. Вона стане "перекладачем" між користувачем та програмою. Користувач оперує поняттями, які є звичними в робототехніці, а програма-перекладач створює програму, для моделювання на внутрішній мові використовуваної САПР.

Структура програми повинна бути модульною. В ній має існувати модуль, який відповідає за створення кінематичної моделі маніпулятора на основі розроблених узагальнених параметричних моделей ланок та відомих типів маніпуляторів. Незважаючи на те, що кількість типів ланок та маніпуляторів є дуже великою, це уявляється можливим через те, що їх кількість хоч і велика, але скінченна, а також тому, що складні моделі можна утворювати комбінацією простіших.

Другий модуль програми має містити в собі моделі силових приводів та елементи керування цими приводами. Таким чином ми отримуємо модель для дослідження динаміки руху. Додавши до цієї моделі зовнішнє середовище (статичне або динамічне), за створення якого відповідає третій модуль програми, ми отримаємо повний геометричний, математичний та фізичний

опис робота в його робочому просторі. На основі такої моделі можна задати та відстежити переміщення робота в просторі, і, що найважливіше, оптимізувати траєкторію переміщення.

Важливим є те, що кожний з модулів повинен бути універсальним та мати конкретні вхідні та вихідні параметри, від яких залежить робота лише цього модуля. Тобто геометричні розміри робота – це вхідні данні для першого модуля, вони не є параметрами для другого і третього. Так само рухомість елементів середовища є вхідними лише для третього модуля. Якщо потрібно розглянути спільну поведінку декількох роботів, зовсім не обов'язково створювати одну модель, що містить в собі усіх роботів та усі елементи навколишнього середовища. Можна постійно працювати з одним тим самим модулем, що відповідає лише за одного робота, при цьому потрібно лише описати вхідні параметри для кожного з роботів та для його робочого середовища.

Для розробки першого модуля програми, який відповідає за створення кінематичної структури маніпулятора, необхідно дуже докладно розробити класифікацію маніпуляторів саме з точки зору цієї структури. В класичних працях з робототехніки класифікація роботів ведеться за багатьма ознаками, при цьому кінематична структура як така є хоча й одною з головних ознак, але не головною. Приклади такої традиційної класифікації наведено нижче (рис. 2, 3). З останнього рисунку добре видно, що до геометрії маніпулятора мають відношення тільки перші три пункти, і в деякій мірі – четвертий. Більшість літературних джерел (наприклад, [5] – [10]) пропонують саме такий погляд на проблему, не надаючи при цьому більш докладної класифікації маніпуляторів за геометричними властивостями структури. Детальне ознайомлення з розробками за цією темою призвело до висновку про необхідність створення детальної класифікації маніпуляторів за їх кінематичною структурою, враховуючи вплив на структуру тих умов, в яких працюють маніпулятори. Інша загальноприйнята класифікація наведена на рис. 3.



Рис. 2. Класифікація роботів та маніпуляторів за призначенням

Можливий варіант класифікації роботів-маніпуляторів з точки зору кінематичної структури наведено на рис. 4.

Геометрія моделі залежить також від умов роботи (чинники, які впливають на конструкцію, показані на рис. 5).

Розробка другого модуля програми, який дозволяє проектувати двигун на основі параметричної моделі, теж потребує створення класифікації маніпуляторів, тепер вже за типом силового привода, який в них застосовується. В цьому модулі, окрім характеристик певного типу двигуна, має бути чітко задані умови використання такого двигуна, тобто обмеження, які не дозволять розробнику запропонувати для використання двигун, що не зможе забезпечити нормальну роботу маніпулятора при заданих режимах навантаження та в заданих умовах роботи.



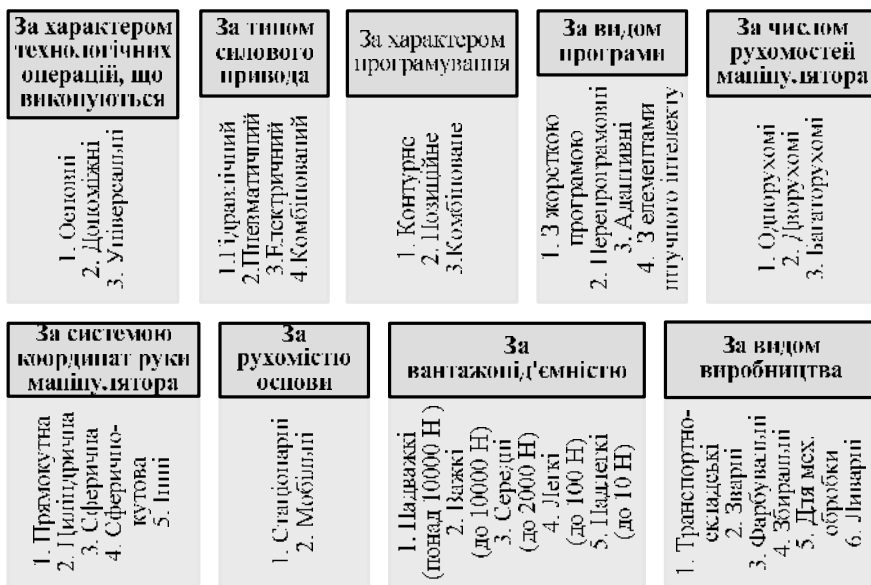


Рис. 3. Класифікація роботів та манипуляторів за характеристиками



Рис. 4. Класифікація роботів-манипуляторів за кінематичною структурою

Третій модуль, який дає можливість розробляти зовнішнє середовище, в свою чергу, вимагає класифікації, але тепер вже не за манипуляторами, а за об'єктами, що складають їх робоче середовище. Параметрична модель, яка створюється для цього середовища, може бути статичною чи динамічною – другий варіант більш точно відображає реальний стан речей. В зовнішнє середовище мають бути також включені й об'єкти, з якими працює манипулятор.

Задання й відстеження рухів манипулятора та їх оптимізація виконують-

ся на основі відомих теоретичних розробок, які докладно розглянуті в роботах [1] – [10].

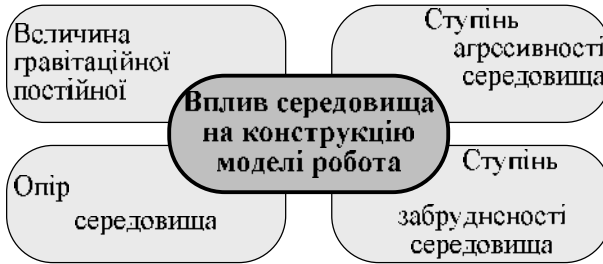


Рис. 5. Чинники зовнішнього робочого середовища робота, що впливають на його конструкцію

**Висновки та перспективи.** Подальша робота в напрямку автоматизації процесу проектування роботів-маніпуляторів дозволить конкретизувати методику і створити експертну систему. При цьому модулі, які описані вище, є надбудовами одного над іншим, і є ще один, який розподіляє задані користувачем параметри робота по тих модулях, які відповідають саме за розрахунок того чи іншого параметра.

Перевагами такої системи є те, що користувачеві не обов’язково повністю розуміти суть процесу та добре знатися на кінематиці та динаміці робота. Йому досить ввести початкові дані, тобто основні параметри робота, і на виході отримати результати – кінематичну структуру робота та динаміку його роботи. Причому результати можуть бути виведені як в числовому форматі, так і у вигляді анімаційного ролика.

**Список літератури:** 1. *Ли К.* Основы САПР (CAD/CAM/CAE). – СПб.: Питер, 2004. – 560 с. 2. *Артобольевский И.И.* Теория механизмов для воспроизведения плоских кривых. – М.: АН СССР, 1959. – 256 с. 3. *Коренев Г.В.* Целенаправленная механика управляемых манипуляторов. – М.: Наука, 1979. – 447 с. 4. *Шахинтур М.* Курс робототехники. – М.: Мир, 1990. – 527с. 5. *Пол Р.* Моделирование, планирование траекторий и управление движением робота-манипулятора. – М., 1976. – 104 с. 6. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов: Учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. “Робототехнические системы” / *С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев.* – М.: Высш. шк., 1986. – 264 с. 7. *Чупин Ю.Н., Иванов В.А., Онищенко М.В.* Структура и геометрия механизмов и манипуляторов (задачи и примеры). – М.: Высш.шк., 1979. – 215 с. 8. *Фу К., Гонсалес Р., Ли К.* Робототехника. – М.: Мир, 1989. – 624 с. 9. Промышленные роботы: Конструирование и применение / *Г.А.Спыну; Под ред. докт. техн. наук В.И.Костюка.* – К.: Вища школа, Головное изд-во, 1985. – 176 с. 10. Детали и механизмы роботов: Основы расчета, конструирования и технологии производства: Учеб. пособие / *Р.С. Веселков, Т.Н. Гонтаровская, В.П. Гонтаровский и др. / Под ред. Б.Б.Самотоккина.* – К., Вища школа, 1990. – 343 с. 11. *Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А.* Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – 2002. – №1. – С.6-13. 12. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глуценко Э.В., Ткачук А.В.* Программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов сложных механических систем // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Тематичний

УДК 539.3

***Е.В. ПЕЛЕСКО, НТУ «ХПИ»***

## **ОБОБЩЕННО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИССЛЕДОВАНИЮ КОРПУСОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Запропонована схема спеціалізованої інтегрованої системи аналізу і синтезу корпусів за критеріями міцності та жорсткості. Побудована параметрична модель корпусу бойової машини піхоти БМП-3. Розв'язана задача напружено-деформованого стану корпусу при варіюванні деяких параметрів.

The scheme of the specialized integrated system of analysis and synthesis of hulls by criteria of strength and rigidity is offered. The parametrical model of hull of infantry military vehicle BMP-3 is built. The task of stressed-deformed state of hull is solved when some parameters are varying.

**1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ.** В условиях современных мировых тенденций в развитии военной техники, в частности легкобронных машин (ЛБМ) наряду с разработкой новых моделей остро стоит вопрос о модернизации уже существующей техники. На сегодняшний день в странах Восточной Европы и Азии на вооружении стоит большое количество техники отечественного производства. Большинство изделий уже не отвечает требованиям по вооружению и бронестойкости.

Наиболее распространенным способом модернизации является установка новых модулей вооружения, что в свою очередь требует увеличения жесткости корпуса ЛБМ. При модернизации транспортных средств специального назначения очень часто возникает необходимость решать множество однотипных задач с небольшими или существенными изменениями исходных данных. При этом возникает необходимость создания собственной надстройки. Ранее разработаны некоторые подходы к исследованию напряженно-деформированного состояния (НДС), параметрическому анализу и синтезу корпусов по критериям жесткости и прочности [1-5]. В работе [6] было предложено применение наряду с универсальными проектно-расчетными программными пакетами также специализированных расчетных модулей для анализа напряженно-деформированного состояния корпуса транспортного средства специального назначения при воздействии различных нагрузок. Специализированные модули позволяют учитывать особенности задачи, такие как действующие на конструкцию нагрузки, граничные условия и другие.

В связи с этим возникает актуальная задача создания методики универсальной оценки и разработки методов анализа и решения задач синтеза различных корпусов транспортных средств специального назначения.

Предлагается на примере корпуса БМП-3 исследовать поведение характерных прочностных и жесткостных параметров как функций режимов силового воздействия.

## 2. МЕТОД РЕШЕНИЯ.

Исследование напряженно-деформированного состояния корпусов ЛБМ предполагает выполнение ряда взаимосвязанных этапов:

- построение параметрических геометрических моделей;
- расчет напряженно-деформированного состояния конструкции;
- параметрический синтез.

Построение параметрических геометрических моделей предлагается выполнять при помощи универсальной системы автоматизированного проектирования (CAD) высокого уровня Pro/ENGINEER. Для расчета

НДС корпусов транспортных средств специального назначения при варьировании различных конструктивных параметров и конструктивных решений используются системы ANSYS и Pro/Mechanica.

В качестве силового воздействия при расчете напряженно-деформированного состояния корпусов предлагается использовать один из режимов эксплуатации транспортных средств специального назначения – ведение стрельбы очередью из орудия.

Предлагается для взаимодействия между различными системами, варьирования параметров и задания нагрузок использовать специализированную систему, схема которой изображена на рис. 1.

**3. ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ.** Была построена параметризованная модель корпуса БМП-3 первого уровня приближения (постоянной толщины) в системе автоматизированного проектирования высокого уровня Pro/ENGINEER (рис. 2). Т.к. корпус машины представляет собой листовую конструкцию, была построена поверхностная модель корпуса.

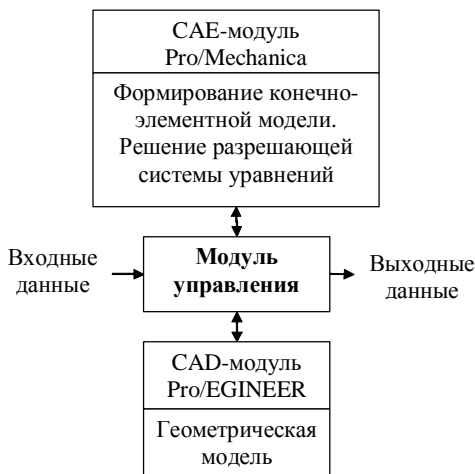


Рис. 1. Схема специализированной интегрированной системы автоматизированного анализа и синтеза корпусов ЛБМ

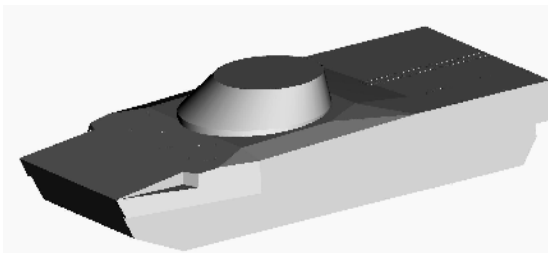


Рис 2. Геометрическая модель корпуса боевой машины пехоты БМП-3

Варьируемыми параметрами для данной модели могут являться геометрические характеристики (толщины листов, наличие дополнительных упрочняющих элементов конструкции), физические характеристики (свойства материалов) и характер нагружения (величина нагрузки, точка приложения и направление, характер распределения во времени нагрузки).

Для построения параметрической конечно-элементной модели и расчета напряженно-деформированного состояния корпуса БМП-3 использовался программный комплекс Pro/Mechanica, позволяющий варьировать как геометрические параметры, созданные в системе Pro/ENGINEER, так и параметры, создаваемые непосредственно в Pro/Mechanica (параметры конечно-элементной модели, нагружения и закрепления).

В работе рассмотрено варьирование нагрузки (рис. 3,4). В качестве варьируемых параметров выступают углы направления стрельбы при пробной величине силы отдачи 10 кН.

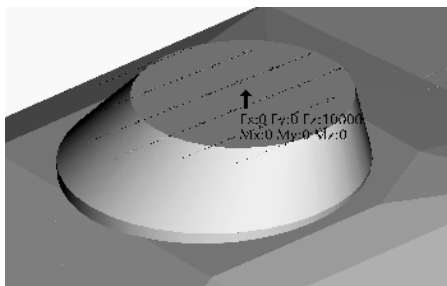


Рис. 3 Нагрузка при ведении стрельбы из орудия

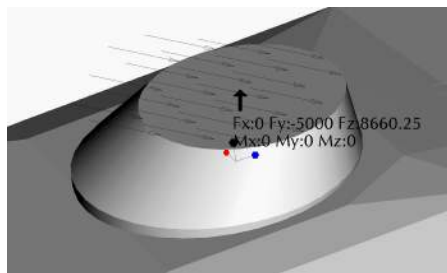


Рис. 4. Компоненты нагрузки

Был проведен анализ влияния направления стрельбы на вертикальные перемещения корпуса БМП-3 при действии пробной нагрузки. Варьируемые параметры изменялись в следующих пределах: угол возвышения орудия от  $0^\circ$  до  $60^\circ$ , направление по азимуту – от  $0^\circ$  до  $180^\circ$ .

Выходными параметрами являются перемещения и напряжения в характерных точках (рис. 5). Для них построены графики зависимости от варьируемых параметров.

На рис. 6-9 представлены результаты расчета влияния направления ведения огня на отдельные характеристики напряженно-деформированного состояния корпуса БМП-3.

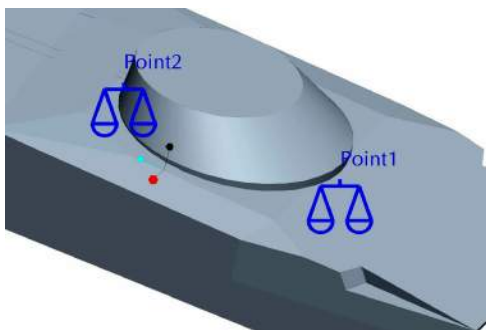


Рис. 5. Точки, в которых производится оценка НДС

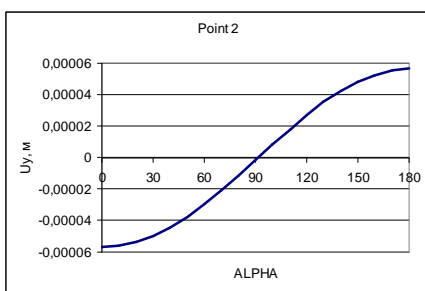
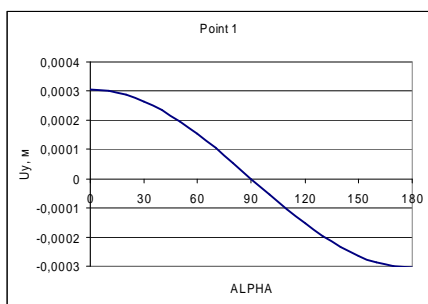


Рис. 6. Зависимость вертикальных перемещений точки 1 и точки 2 от направления стрельбы по азимуту

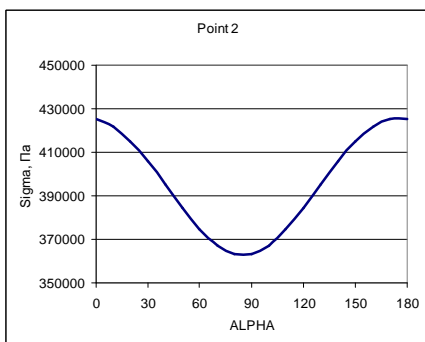
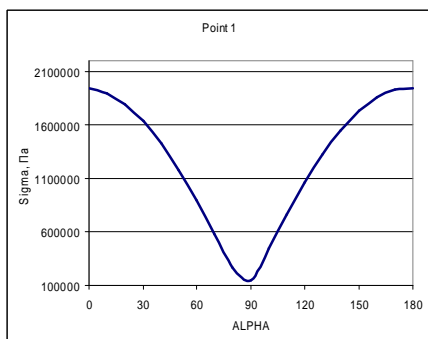


Рис. 7. Зависимость напряжений по фон Мизесу в точке 1 и в точке 2 от направления стрельбы по азимуту

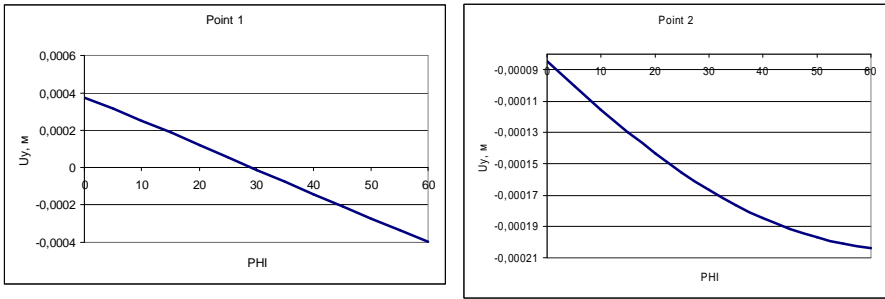


Рис. 8. Зависимость вертикальных перемещений точки 1 и точки 2 от угла возвышения стрельбы

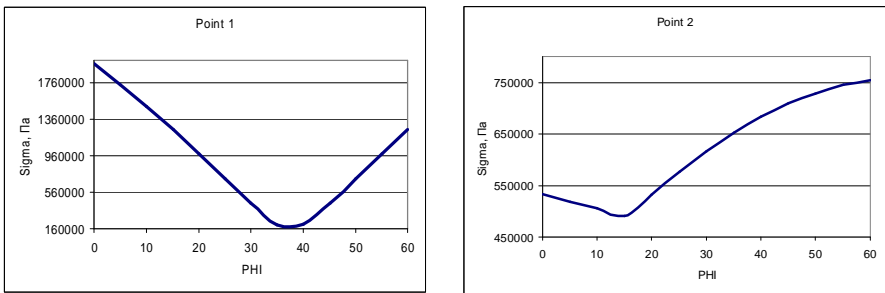


Рис. 9. Зависимость напряжений по фон Мизесу в точках 1 и 2 от угла возвышения стрельбы

**4. ВЫВОДЫ.** В статье предложена схема специализированной интегрированной системы анализа и синтеза корпусов транспортных средств специального назначения.

1. Построена параметрическая модель корпуса боевой машины пехоты БМП-3.
2. Проведены расчеты влияния направления стрельбы на НДС корпуса БМП-3.
3. С использованием предложенных систем, характеристик возможна постановка и решение задач параметрического анализа и синтеза различных типов корпусов транспортных средств специального назначения.

Предложенный подход, реализованный в виде соответствующего программного обеспечения, а также набора геометрических и конечно-элементных моделей, характеризующихся гибкостью структуры и вариативностью параметров, в совокупности представляют собой законченный программно-модельный комплекс, готовый для дальнейшего развития и применения в исследовании напряженно-деформированного состояния корпусов транспортных средств специального назначения различного типа.

В дальнейшем разработанная методика может быть развернута в

ВИДЕ