

„дорогое – в складчину” и соединения преимуществ заимствованных зарубежных компьютерных систем и специализированных оригинальных модулей), а отсюда – необходимость создания **центров** систем CAD/CAM/CAE/PDM. В частности, уже *создан* центр „Тензор” НТУ „ХПИ”, который проводит *оперативное* выполнение заказов и „*оцифровывание*” исследований. При этом созданы *новые технологии* исследований, позволяющие соединить научные разработки отечественных ученых и передовые технологии компьютерного моделирования машиностроительных конструкций, получены в результате качественно более совершенные системы. Организована структура центра «Тензор», позволяющая *цивилизованно* решать все возникающие перед предприятиями проблемы, причем по доступным ценам и в короткие сроки. Разработана *технология и направление* исследований, решающие проблемы *достоверности и точности* исследований при помощи специально созданных расчетно-экспериментальных методов и установок.

В итоге можно заключить, что та ситуация, когда не ясно, в каком направлении идти, – эта ситуация испарилась: уже ясно, куда идти, да и налицо достаточно успешное продвижение по пути творческого развития и применения систем CAD/CAM/CAE/PDM в сочетании с оригинальными научными разработками. Знамя *прагматизма, творческого подхода, комплексности, компетентности*, поднятое производственными и научными коллективами, позволяет и тем, и другим подняться с колен, ощутить свою полноценность, востребованность, способность влиться в мировые процессы не в качестве вечно отстающих, но партнеров и конкурентов”.

Можно только отметить, что актуальность проблемы за 5 лет только выросла, значительно обострившись и приобретя актуальность и важность не только потенциальную, но и реальную. При этом подтверждена правильность прогнозов, сделанных 5 лет назад [1]. Более того, ученые, преподаватели, аспиранты и студенты университета совместно с сотрудниками центра «Тензор» активно претворяют свои разработки в жизнь. Создан высокоэффективный научно-программно-аппаратный комплекс, дающий возможность решать уникальные задачи в оперативном режиме.

Приглашаем к *взаимовыгодному* сотрудничеству при исследовании элементов сложных и сверхсложных механических систем (<http://tmm-sapr.org/> <http://www.kpi.kharkiv.edu/tmm-sapr/html/tensor.html>, tma@kpi.kharkov.ua).

В планах дальнейших публикаций цикл – развитие САПР в Украине, отдельные направления систем автоматизированного проектирования, исследования, изготовления - CAD/CAM/CAE, проекты, программное обеспечение, аппаратное обеспечение, фирмы, решения.

Список литературы: 1. Ткачук Н.А. САПР в Украине: хроника? шок? ремиссия? Взгляд первый: чувства, впечатления, тенденции / Н.А. Ткачук // Бизнес-мост. – 2005.

Поступила в редколлегию 16.06.10

УДК 539.3:623.438

С.Т. БРУЛЬ, канд. техн. наук, зам директора департамента разработок и закупки вооружения и военной техники МО Украины, Киев,
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, ген. директор ОАО „Азовмаш”, Мариуполь,
В.М. МАЗИН, ген. директор ГП „Завод им. Малышева”,
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕАКЦИИ КОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННЫХ МАШИН НА ДЕЙСТВИЕ УДАРНО-ИМПУЛЬСНЫХ НАГРУЗОК

У статті описано узагальнений підхід до числового моделювання напружено-деформованого стану корпусів легкоброньованих машин. Досліджується випадок дії ударно-імпульсних навантажень. Наведено опис удосконаленої математичної моделі.

В статье описан обобщенный подход к численному моделированию напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин. Рассматривается случай действия ударно-импульсных нагрузок. Приведено описание усовершенствованной математической модели.

In the paper the generalized approach to numerical modeling of stress-strained state of lightly armoured vehicles hulls is described. The case of shock impulsive loadings action is considered. The description of improved mathematical model is given.

Введение. При проведении проектно-технологических работ, неизбежно возникающих в процессе разработки новых легкобронированных машин (ЛБМ) или при модернизации существующих, требуется определение реакции бронекорпусов этих машин на действие поражающих факторов.

Один из наиболее ответственных режимов боевого применения современных ЛБМ – ударная нагрузка от действия реактивных усилий отдачи. Поскольку в данное время очевидна тенденция к резкому росту калибров и скорострельности вооружения боевых модулей ЛБМ, то возникают проблемы обеспечения прочности и жесткости бронекорпусов при действии этих усилий. Уровень этих характеристик в силу тонкостенности бронекорпусов легкобронированных боевых машин может быть на уровне критических величин. Это напрямую влияет на тактико-технические характеристики (ТТХ) легкобронированных машин, в частности, на защищенность и точность стрельбы, особенно при осуществлении стрельбы очередями. Если рассматривать данную систему (боевой модуль – бронекорпус – подвеска) как сложную систему с распределенными массово-жесткостными характеристиками, то упрощенные модели этой системы не всегда могут описать весь спектр эффектов, которые возникают в реальной машине. Дело в том, что разные элементы этой системы имеют разный спектр собственных колебаний. Особенностью общего спектра бронекорпуса ЛБМ является то, что по сравнению с тяжелыми боевыми машинами, где есть резкое и значительное отличие между спектрами парциальных частот собственных колебаний машины на подвеске, с одной стороны, и частот упругих колебаний бронекорпуса –

с другой, в данном случае эти спектры сближаются. Кроме того, появляется проблема проявления ударного резонанса, поскольку собственные частоты колебаний бронекорпуса расположены, как правило, не только значительно ниже, чем у тяжелых бронированных машин, но и гуще на оси частот.

Существующие методы численного моделирования реакции бронекорпусов на ударно-импульсные нагрузки [1-6] не позволяют решать весь комплекс возникающих проблем. Поэтому требуется совершенствование известных моделей и подходов. Это составляет цель исследований, описанных в данной работе.

1. Общая постановка задачи. В развитие известных методов [7] предлагается комплексный подход к решению возникающих задач анализа физико-механических процессов в бронекорпусах легкобронированных боевых машин. Опираясь на опыт предшествующих исследований [1-7], в целом предлагается следующий подход.

Для адекватного анализа динамических процессов в бронекорпусе легкобронированной машины недостаточно просто построить его расчетную модель, даже в сочетании с другими элементами, даже с применением достаточно полной дискретизации (например, с привлечением метода конечных элементов). Нужно сначала провести анализ спектров собственных частот колебаний и соответствующих собственных форм колебаний всей системы. Далее с учетом результатов анализа выбирается способ интегрирования разрешающих дифференциальных уравнений, а также (при использовании методов прямого интегрирования) величины шага временной дискретизации. Далее, вычленив на основе анализа полученных результатов динамического процесса в полной системе эквивалентную динамическую подмодель, можно провести многовариантные расчеты динамических процессов с варьированием некоторых параметров. При этом определяется чувствительность системы к изменению таких параметров, их рациональные значения с точки зрения обеспечения заданного уровня напряжений и перемещений. Определенные таким образом параметры проверяются уже на полной модели, и, при необходимости, процесс повторяется на уточненной модели. В результате проведенного алгоритма синтеза получаем параметры бронекорпусов по результатам анализа переходных и установившихся режимов при варьировании темпа стрельбы, углов стрельбы в горизонтальном и вертикальном направлении, величины усилий отдачи. Такая интегральная оценка обеспечивает заданный уровень ТТХ проектируемых машин.

Рассмотрим отдельные составляющие предлагаемого комплекса исследований.

2. Разрешающие соотношения численной модели напряженно-деформированного состояния корпусов легкобронированных машин. Следуя [1, 2], можно записать систему соотношений для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) бронекорпусов легкобронированных машин. При исследовании напряженно-деформированного состояния корпусов ЛБМ с применением метода конечных элементов (МКЭ) приходится решать не только краевую задачу, но и начально-краевую при действии им-

пульсных сил. В этом случае все искомые и заданные функции зависят не только от пространственных координат, но и от времени. В этом же случае разрешающая система уравнений приобретает вид [8-10]:

$$M\ddot{\mathbf{u}} + C\dot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{Q}, \quad (1)$$

где M – матрица масс; C – матрица демпфирования; K – матрица жесткости конструкции; \mathbf{u} – вектор узловых перемещений; $\dot{\mathbf{u}}$ – вектор узловых скоростей; $\ddot{\mathbf{u}}$ – вектор узловых ускорений; \mathbf{Q} – вектор узловых нагрузок.

Для решения данной системы предполагается использовать метод Нью-марка [8-10]. При этом вектор вектор узловых нагрузок представляет собой отнесенную к некоторым узлам конечно-элементной модели (КЭМ) реактивную силу отдачи (рис. 1), действующую на ось цапф скорострельного орудия, которым оснащается тот или иной боевой модуль (БМ).

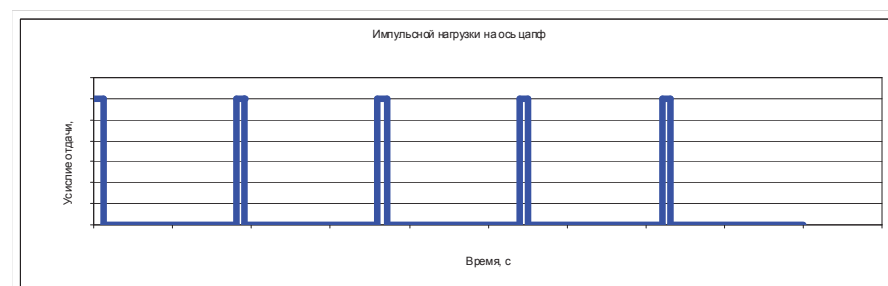


Рис. 1. Распределение усилий отдачи при стрельбе очередью из скорострельной артиллерийской системы, которой оснащены БМ легкобронированных боевых машин

Таким образом, имея формально записываемую систему уравнений (1), вид распределения и величину усилий отдачи во времени, можно приступить к решению следующих задач.

3. Определение спектра собственных частот бронекорпусов легкобронированных боевых машин. Бронекорпуса современных легкобронированных машин имеют сложную форму и структуру. Обычно геометрические модели бронекорпусов создаются в мощных САД-системах (рис. 2). Затем полученные конечно-элементные модели передаются в САЕ-пакеты для создания КЭМ. В результате в этих системах по имеющейся информации о геометрической и конечно-элементной моделях генерируются матрицы M , C и K (см. (1)). При малом демпфировании собственные частоты и формы колебаний бронекорпусов определяются из уравнений

$$(K - p^2 M)\lambda = 0, \quad (2)$$

где p – массив собственных частот колебаний p_i ; $\lambda = \{\lambda_i\}^T$ – соответствующие собственные формы колебаний.

На рис. 3 представлены спектры частот колебаний бронекорпуса

некоторой гусеничной машины, а на рис. 4 – отдельные собственные формы колебаний колесной машины.

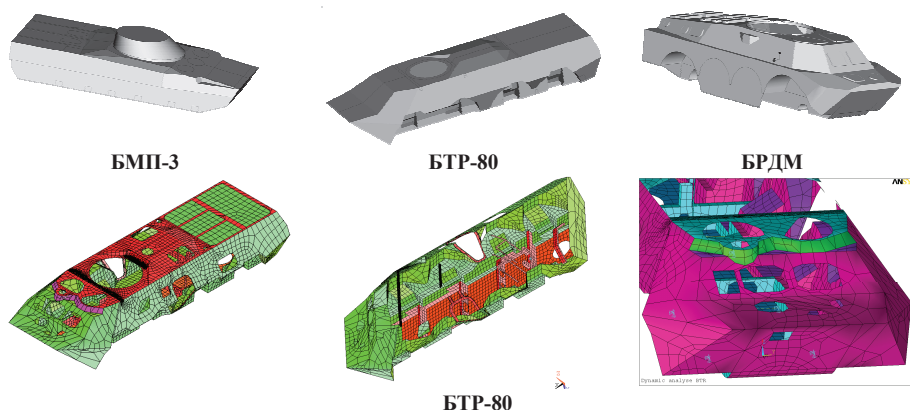


Рис. 2. Геометрические и конечно-элементные модели бронекорпусов легкобронированных боевых машин

Рис. 3. Спектр собственных частот колебаний бронекорпуса легкой гусеничной машины

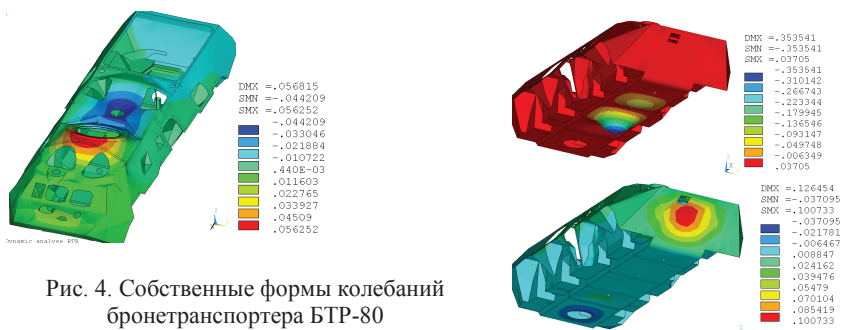
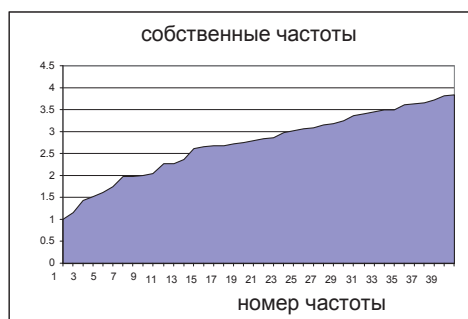


Рис. 4. Собственные формы колебаний бронетранспортера БТР-80

Анализ полученных данных свидетельствует о том, что спектр собствен-

ных частот колебаний ЛБМ достаточно густой. При этом собственные формы колебаний характеризуются наличием разнообразных локализаций узлов и пучностей. Отсюда следует, что при гармоническом воздействии варьируемой частоты могут возбуждаться колебания нескольких смежных форм, причем зоны с повышенными перемещениями и напряжениями могут располагаться в разных частях бронекорпуса.

4. Численное интегрирование переходных процессов. Прямое численное интегрирование уравнений (1) дает возможность получить пространственно-временное распределение перемещений, деформаций и напряжений в точках бронекорпуса. При этом, проследив характер данного процесса (рис. 5), можно выделить некоторые особенности. Так, переходной процесс в системе длится на протяжении T^{\wedge} . При этом наблюдаются пики контролируемых величин w_{\max} , w_{\min} . Далее процесс устанавливается. Он становится близким к периодическому с периодом τ , максимумом w_2 и минимумом w_1 , амплитудой $a = (w_2 - w_1)/2$. Обычно τ совпадает с интервалом между выстрелами из артиллерийской системы (см. рис. 1).

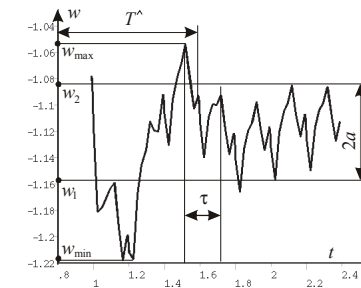


Рис. 5. Вертикальные перемещения оси цапф в зависимости от времени

5. Исследование условий получения ударного резонанса в системе. Бронекорпус, характеризующийся спектром частот колебаний p_i (2), можно рассмотреть в первом приближении как набор осцилляторов, описываемых набором уравнений (при пренебрежении демпфирования)

$$m_i \ddot{v}_i + c_i v_i = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots, \quad (3)$$

где m_i , c_i – соответствующие эквивалентные массы и частоты ($p_i^2 = c_i / m_i$), а v_i соответствует форме колебаний λ_i .

В интервале между выстрелами действует уравнение (3). Его решение

$$v_i = \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i t, \quad t > 0, \quad (4)$$

удовлетворяющее начальным условиям

$$v_i = 0; \quad \dot{v}_i = S / m, \quad (5)$$

где S – импульс сил отдачи.

Следуя [11], можно определить условия существования периодического процесса при многоимпульсном нагружении.

Движение, вызываемое только следующим первым импульсом, можно получить из того же выражения (4) в виде:

$$v = \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i (t - T), \quad (t > T). \quad (6)$$

Здесь T – период колебаний.

Аналогично можно найти результат действия следующих импульсов. Чтобы получить общее движение, нужно сложить эти „парциальные” движения. Для одного типичного интервала времени $[nT, (n+1)T]$, т. е. между моментами приложения n -го и $(n+1)$ -го импульсов, имеем

$$\begin{aligned} v &= \frac{S}{m_i p_i} \sin p_i t + \sin p_i (t - T) + \sin p_i (t - 2T) + \dots + \sin p_i (t - nT) = \\ &= \frac{S}{m_i p_i} \sum_{k=1}^{k=n} \sin p_i (t - kT). \end{aligned} \quad (7)$$

Для начала этого интервала времени, т.е. при $t = nT$, по выражению (7) находим

$$v = \frac{S}{m_i p_i} \sum_{k=0}^{k=n-1} \sin(n-k) p_i T. \quad (8)$$

Один из эффективных способов исследования качественных особенностей поведения данной системы описан в [11]. Рассмотрим один из периодов T , приняв за начало отсчета времени момент исчезновения последнего импульса. В течение рассматриваемого периода колебания являются свободными и описываются решением

$$v_i = A_i \cos p_i t + B_i \sin p_i t. \quad (9)$$

Если v_{0i} – начальное смещение и \dot{v}_{0i} – начальная скорость, то постоянные A_i и B_i равны

$$A_i = v_{0i}, \quad B_i = \frac{\dot{v}_{0i}}{p_i}, \quad (10)$$

решение (9) можно записать в виде

$$v_i = v_{0i} \cos p_i t + \frac{\dot{v}_{0i}}{p_i} \sin p_i t. \quad (11)$$

Из условий периодичности [1, 11]

$$v_{0i} = \frac{S}{2m_i p_i} \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2}, \quad \dot{v}_{0i} = \frac{S}{2m_i} \quad (12)$$

закон движения (9) принимает вид ($0 < t < T$)

$$v_i = \frac{S}{2m_i p_i} \left(\sin p_i t + \cos p_i t \cdot \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2} \right). \quad (13)$$

Периодичность достигнута вследствие игнорирования заданных начальных условий (т. е. условий, относящихся к начальному моменту, непосредственно перед приложением первого импульса); в реальных системах благодаря демпфированию (которое не было учтено) в конце концов осуществляется именно такое периодическое движение [1, 2, 11].

Следуя [1, 11], можно проанализировать результат, содержащийся в выражении (13). Прежде всего, если

$$\frac{p_i T}{2} = n\pi,$$

где n – целое, то $\left| \operatorname{ctg} \frac{p_i T}{2} \right| \rightarrow \infty$, и амплитуды перемещений стремятся к бесконечности, т. е. наступает *ударный резонанс*. Если $\omega = 2\pi/T$ – угловая частота приложения импульсов, то условие ударного резонанса приобретает вид

$$\omega = \frac{p_i}{n}. \quad (14)$$

Соотношения (3)-(14) описывают, в отличие от [1], не «единичный» ударный резонанс для вполне определенной частоты p , а для спектра частот p_i . Таким образом, условие (14) является намного более жестким, т.к. определяет гораздо больше опасных режимов, при которых наблюдается ударный резонанс.

Заключение. В работе описана методика исследования реакции бронекорпуса легкобронированной машины на действие многоимпульсного нагружения. Определены основные этапы исследований. Приведены соотношения для вычисления условий ударного резонанса.

В дальнейшем представленная методика будет использована для анализа реакции бронекорпусов легкобронированных боевых машин на серию ударно-импульсных воздействий.

Список литературы. 1. Гриценко Г.Д. Определение характера реакции динамической системы на импульсное воздействие на примере корпуса бронетранспортера / Г.Д. Гриценко // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2005. – № 53. – С.66-79. 2. Моделирование динамики корпуса транспортного средства специального назначения / А.В.Грабовский, Г.Д.Гриценко, А.Ю.Танченко, Н.А.Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2006. – № 24. – С.54-70. 3. Моделирование легкобронированных машин при бойовому застосуванні як складних динамічних систем / Бруль С.Т., Ткачук М.А., Васильев А.Ю., Пелешко Є.В. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озброєння і військової техніки сухопутних військ», м. Львів, 12-13 квітня 2011 р. – С. 35. 4. Васильев А.Ю. Числове визначення зон у просторі відносно бронекорпусу, небезпечних з точки зору ураження кінетичними босприпасами / Васильев А.Ю., Ткачук М.А., Шаталов О.Є. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озброєння і військової техніки сухопутних військ», м. Львів, 12-13 квітня 2011 р. – С. 40-41.

5. *Динаміка корпусу бойової машини при здійсненні стрільби із скорострільних гармат* / Пелешко С.В., Мартиненко О.В., Грабовський А.В., Бруль С.Т. // Тез. доп. на 4 Всеукр. наук.-техн. конф. «Перспективи розвитку озброєння і військової техніки сухопутних військ», м. Львів, 12-13 квітня 2011 р. – С. 153. 6. *Пелешко С.В.* Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / С.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль та інш. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 116-131. 7. *Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания* / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д. и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПБ», 2006. – Т. 1. – С.57-79. 8. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541с. 9. *Стренг Г.* Теория метода конечных элементов // Г. Стренг, Дж.Фикс. – М.: Мир, 1977. – 349 с. 10. *Норри Д.* Введение в метод конечных элементов / Д. Норри. – М.: Мир, 1981. – 304 с. 11. *Пановко Я.Г.* Устойчивость и колебания упругих систем / Я.Г. Пановко, И.И. Губанова. – М.: Наука, 1979. – 384 с.

Поступила в редколлегию 02.12.2010

УДК 62-752.8(088.8)

В.С. ГАПОНОВ, проф., д.т.н., зав. каф. „Детали машин и прикладная механика”,
А.В. ГАЙДАМАКА, проф., к.т.н., проф. каф. „Детали машин и прикладная механика”,
Е.Ю. ГЛАДЫЩЕВА, аспирант каф. „Детали машин и прикладная механика”, НТУ „ХПИ”

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ УПРУГИХ ОПОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

У статті дана порівняльна оцінка аналітичним і чисельним методам розрахункових жорсткостей на прикладі відомої конструкції пружного елемента опор підшипників качення. Показано, що величина розрахованої чисельним методом жорсткості досліджуваної пружної опори непостійна і залежить від кутової координати щодо лінії дії сили.

В статье дана сравнительная оценка аналитическим и численным методам расчетных жесткостей на примере известной конструкции упругого элемента опор подшипников качения. Показано, что величина рассчитанной численным методом жесткости исследуемой упругой опоры непостоянная и зависит от угловой координаты относительно линии действия силы.

The article provides a comparative assessment of analytical and numerical methods of calculation on the example of rigidity known structure of the elastic element support bearings. It's shown that the value calculated by the numerical method of investigated elastic support stiffness is not constant and depends on the angular coordinates relative to the line of force.

Анализ публикаций. В работе [1] проведен анализ конструкций и функциональных возможностей упругих опор на подшипниках качения высокоскоростных роторных систем. Установлено, что существующие упругие опоры с элементами, сохраняющими форму устойчивости [2], в достаточной мере не решают задачу снижения виброактивности роторных систем. Известные упругие опоры не способны достаточно быстро и в необходимых пределах изме-

нять свою статическую жесткость. Поэтому предложен более эффективный принцип работы упругих опор, позволяющий мгновенно изменять характеристики жесткости [3, 4].

Опоры с новым принципом работы упругих элементов требуют расчета напряженно-деформированного состояния последних и выбора их геометрических параметров. Аналитическое определение напряжений в новых упругих элементах, представляющих собой, как вариант исполнения, цельную и разрезную цилиндрическую оболочку переменной толщины, уже в простейших условиях осесимметричного нагружения, связано со значительными трудностями даже приближенными методами теории упругости [5]. Поэтому расчет предложенных вариантов конструкции упругих элементов опор подшипников качения предполагается осуществлять на основе метода конечных элементов [6] с применением программного комплекса ANSYS [7]. Однако численный метод расчета упругих элементов нуждается в оценке отклонения полученного результата от аналитического решения.

Цель исследования - оценка отклонения результата расчета численным методом упругих элементов от аналитического решения.

Основная часть. Известная упругая опора состоит из двух жестких колец

1 и 2, связанных между собой криволинейными упругими элементами 3, образованными сквозными пазами 6, выполненными по двум concentрическим окружностям (рис. 1). Упругие элементы присоединяются к жестким кольцам 1 и 2 соответственно перемычками 4 и 5.

Аналитический расчет в работе [2] предлагается проводить методом сил. Расчетная схема представлена на рис. 2. Согласно схеме опора состоит из двух бесконечно жестких частей, внутренней 1 и наружной 2, связанных между собой тремя криволинейными упругими элементами 3. Такая система является шесть раз статически неопределимой. Ее расчет целесообразно проводить для двух вариантов действия силы P , а именно – горизонтальной P_x и вертикальной P_y , что позволит установить напряженно-деформированное состояние опоры и при любом другом центральном расположении внешней нагрузки. Угол φ_1 , определяющий дуго-

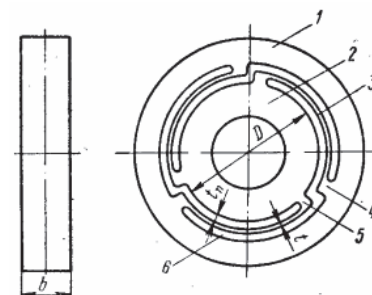


Рис. 1. Упругая опора

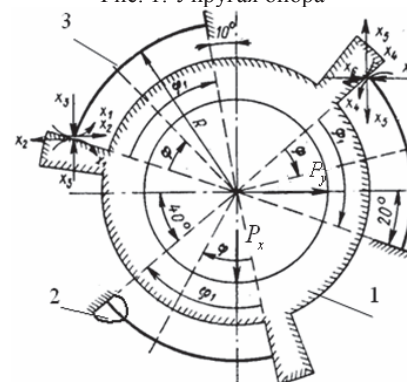


Рис. 2. Расчетная схема упругой опоры