

УДК 629.3.027.74: 539.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВНУТРЕННЕЙ АМОРТИЗАЦИИ ОПОРНОГО КАТКА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

© 2015 С.А. Коростелев

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
г. Барнаул

Поступила в редакцию 11.03.2015

В работе представлены результаты расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка гусеничного движителя. В рассмотренной конструкции опорного катка резиновые элементы в процессе сборки подвергнуты предварительным деформациям сжатия в осевом направлении. При последующей эксплуатации гусеничной машины резиновые элементы работают на сдвиг.

Ключевые слова: *гусеничный движитель, опорный каток, внутренняя амортизация, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние*

Одним из высоконагруженных элементов гусеничного движителя является опорный каток, который при качении по полотну гусеничной цепи подвергается значительным динамическим нагрузкам, вызванным звенчатостью цепи, неровностью опорной поверхности пути и колебаниями корпуса гусеничной машины. Нагрузки, возникающие при взаимодействии опорного катка с полотном гусеничной цепи, приводят как к повышенным динамическим контактным напряжениям в паре «бандаж опорного катка – беговая дорожка», так и к высоким объемным напряжениям, действующим в звеньях и пальцах шарнирного соединения гусеничной цепи. Высокие контактные напряжения способствуют интенсивному износу металлического бандажа опорного катка и беговой дорожки звена. Высокие объемные динамические напряжения снижают усталостную прочность звеньев и пальцев и, совместно с износом, являются одним из основных факторов, лимитирующих ресурс гусеничного движителя и машины в целом.

Одним из путей решения задачи снижения динамической нагруженности и увеличения срока службы элементов гусеничного движителя является использование резиновых элементов микроподдрессирования в опорных катках. Создание подобных конструкций и их оптимальное проектирование требуют четкого описания механики деформирования резины. В связи с этим,

целью представленной работы является разработка алгоритма расчета напряженно-деформированного состояния резиновых элементов опорного катка с внутренней амортизацией.

В настоящее время известно достаточно много конструкций опорных катков с резиновыми элементами. Тем не менее, из всего многообразия можно выделить три основные группы конструктивных решений. Первое связано с использованием наружного резинового бандажа на опорном катке. Второй вариант предусматривает эластичную связь между ступицей и наружным бандажом опорного катка за счет сплошного резинового или резинометаллического элемента выполненного в виде колец различных форм. В третьей группе конструктивных решений связь между наружным бандажом и ступицей осуществляется с помощью резинометаллических шарниров различных типов. Опорные катки с внешней ошиновкой нашли широкое применение в быстроходных гусеничных машинах, в которых, как правило, используются так называемые катки большого диаметра и к долговечности элементов предъявляются не такие жесткие требования как к элементам ходовой части сельскохозяйственных гусеничных тракторов.

Применение резиновой ошиновки опорного катка позволяет снизить динамические нагрузки на элементы гусеничного движителя (беговую дорожку трака и каток), повышая этим срок службы гусеницы и подшипников опорного катка, а также предохраняя от разрушения и сам каток. Особенно проявляется это преимущество

Коростелев Сергей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические системы». E-mail: korsan73@mail.ru

при движении на транспортных режимах с большими скоростями по твердым каменистым грунтам и булыжнику. Однако условия работы резиновых шин достаточно тяжелые [1, 2]. При качении опорного катка по гусеничному полотну резиновая шина испытывает значительные деформации, которые носят циклический характер, в результате происходит саморазогрев резины, что приводит к термомеханическому разрушению. Кроме того, внешняя шина подвержена износу и не защищена от воздействия агрессивной среды (озона, солнечных лучей, масел) и инородных предметов.

В опорных катках с внутренними резиновыми элементами резина работает в более благоприятных условиях [1, 2], а именно: большая ее часть защищена от воздействия агрессивной среды, резиновые элементы воспринимают деформации сжатия и сдвига, резина защищена от прямого воздействия инородных предметов, попадающих между гусеничным полотном и опорным катком. Все это позволяет значительно увеличить долговечность резинового элемента. Еще одним положительным свойством конструкций опорных катков с внутренними резиновыми элементами является их ремонтпригодность. В таких конструкциях наименее долговечными являются как сами резиновые элементы, так и наружный бандаж, замена которых при ремонте гусеничного движителя, для некоторых конструкций, возможна без демонтажа всего опорного катка. На рис. 1 представлены результаты расчета динамической нагрузки, действующей в области контакта банджа и беговой дорожки для цельного стального опорного катка и для конструкции с микроподдрессированием для сельскохозяйственного трактора класса 3. Определение динамической нагрузки осуществлялось в соответствии с методикой, предложенной В.Ф. Платоновым [3]. Результаты расчета (рис. 1) показали, что применение предложенной конструкции позволяет снизить динамическую нагрузку при скорости движения трактора 3 м/с в 1,76 раза, при этом общая нагрузка снижается в 1,25 раза.

Таким образом, в гусеничных движителях сельскохозяйственных тракторов для снижения динамических нагрузок при качении опорного катка по гусеничному обводу целесообразно использовать конструкции опорных катков с внутренними резиновыми элементами. В процессе эксплуатации резиновые элементы испытывают следующие виды деформации: большие начальные деформации, связанные с установкой и сборкой резиновых элементов в опорном катке, при этом резиновые элементы могут испытывать сжатие по торцевой поверхности, напрессовку

по внутреннему радиусу, запрессовку по внешнему радиусу. Резиновые элементы могут быть выполнены в виде чисто резиновых элементов или в виде резинометаллических, т.е. имеющих металлическую арматуру.

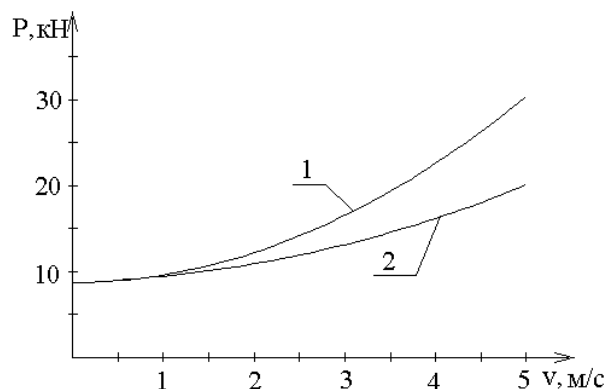


Рис. 1. Силы, действующие в паре «бандаж опорного катка – беговая дорожка звена» с учетом статической составляющей: 1 – стальной опорный каток; 2 – опорный каток с внутренней амортизацией

При движении по беговой дорожке гусеничного полотна опорный каток испытывает ударные и динамические воздействия в радиальном направлении, связанные со звенчатостью цепи и с вертикальными колебаниями корпуса гусеничной машины [3, 4]. Обеспечение надежной работы при данном виде нагружения требует расчета характеристик напряженно-деформированного состояния при радиальном нагружении. Конструкция резинового элемента должна обеспечивать при радиальном нагружении катка малую величину эксцентриситета, т.е. резина при данном виде нагружения должна испытывать только малые деформации, в противном случае (большая величина эксцентриситета) резко возрастают потери на внутреннее трение, что приводит к саморазогреву и быстрому выходу резиновых элементов из строя и к низкому моторесурсу.

Таким образом, задача расчета напряженно-деформированного состояния включает два этапа:

- расчет резиновых элементов при больших деформациях связанных со сборкой опорного катка;
- расчет малых деформаций при вторичном нагружении с учетом больших начальных деформаций.

Наиболее рациональным является применение конструкций опорных катков с резиновыми элементами, работающими на сдвиг [2] при радиальном нагружении. На рис. 2 представлен один из возможных вариантов конструкции

опорного катка [5]. Опорные катки с кольцевыми резиновыми элементами, работающими на сдвиг, обладают большой радиальной и малой осевой податливостью, что обеспечивает снижение динамических нагрузок в области контакта и исключает увод бандажа при движении.

При сборке катка резиновые элементы предварительно сжимаются в осевом направлении, что повышает их усталостную прочность, а равномерная нагрузка всего сечения кольца при сдвиге в сочетании с простой его конфигурацией существенно снижает вероятность появления мест с концентрацией напряжений. Конструкции опорных катков этой группы позволяют осуществлять дополнительную затяжку резиновых элементов в процессе эксплуатации. Кроме того, конструктивно можно обеспечить ограничение радиальной деформации, что позволяет предохранить резиновые элементы от перегрузки.

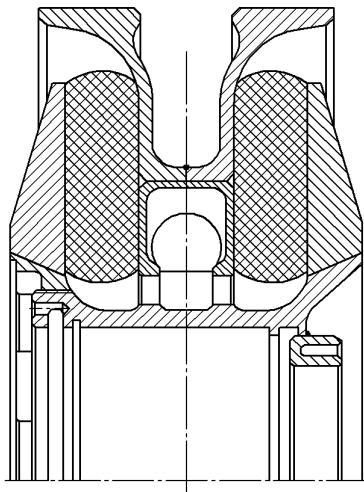


Рис. 2. Конструкция опорного катка с внутренней амортизацией

Конструктивные параметры резиновых элементов внутренней амортизации опорного катка до и после сборки в совокупности с нагрузками, действующими на каток во время эксплуатации, определяют их напряженно-деформированное состояние. В свою очередь, напряженно-деформированное состояние резиновых элементов в совокупности с режимами нагружения опорного катка определяют долговечность резиновых элементов. Таким образом, для оценки работоспособности опорного катка с внутренней амортизацией необходимо знать напряженно-деформированное состояние резиновых элементов.

В настоящей работе для оценки напряженно-деформированного состояния резинового элемента внутренней амортизации опорного катка (рис. 2) гусеничного движителя применяется алгоритм расчета, в основу которого положены соотношения нелинейной теории упругости для несжимаемого материала. Нелинейные соотношения между напряжениями и деформациями в резине описываются потенциалом внутренних сил, являющимися функциями первого и второго инвариантов тензора деформаций Коши. Для области упругих деформаций наиболее общий закон деформирования, выраженный через потенциал W , можно представить в форме [6]:

$$t^{ij} = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon_{ij}} + PG^{ij}, \quad (1)$$

где P – функция гидростатического давления, определяемая из уравнений равновесия.

Механическое поведение резины описывается потенциалом Трелоара [7].

$$W = \frac{1}{2} \mu (I_1 - 3), \quad (2)$$

где μ – модуль сдвига резины, I_1 – первый инвариант тензора меры деформации Коши.

Функционал потенциальной энергии системы для несжимаемого материала имеет вид

$$\Pi = \iiint_v \left[\frac{\mu}{2} (I_1 - 3) + p(\tau - 1) \right] dv - \iint_s \vec{F} \vec{u} ds, \quad (3)$$

где $\tau = V/v$; V – деформированный объем; v – недеформированный объем; s – поверхность объема v ; p – функция гидростатического давления; $\vec{F}$, $\vec{u}$ – соответственно вектор сил и вектор перемещений на границе области, где заданы внешние силы.

Силовые резиновые и резинометаллические элементы внутренней амортизации являются телами вращения, в связи с этим рассмотрим конечные деформации в цилиндрической системе координат. Положение точки в цилиндрической системе координат определяется:

- в недеформированном состоянии r, φ, z ;
- в деформированном состоянии $R = R(r, \varphi, z), \Theta = \Theta(r, \varphi, z), Z = Z(r, \varphi, z)$.

Первый инвариант тензора меры деформации Коши в цилиндрической системе координат

$$I_1 = R_r^2 + R^2 \Theta_r^2 + Z_r^2 + \frac{1}{r^2} (R_\varphi^2 + R^2 \Theta_\varphi^2 + Z_\varphi^2) + R_z^2 + R^2 \Theta_z^2 + Z_z^2.$$

Здесь и далее нижний индекс означает частную производную по соответствующей координате.

Компоненты тензора напряжений Коши
для потенциала Трелоара:

$$\begin{aligned}
\sigma_r &= \mu \left[R_r^2 + \frac{1}{r^2} R_\varphi^2 + R_z^2 \right] + p; \\
\sigma_z &= \mu \left[Z_r^2 + \frac{1}{r^2} Z_\varphi^2 + Z_z^2 \right] + p; \\
\sigma_\varphi &= \mu R^2 \left[\Theta_r^2 + \frac{1}{r^2} \Theta_\varphi^2 + \Theta_z^2 \right] + p; \\
\tau_{rz} &= \mu \left[Z_r R_r + \frac{1}{r^2} Z_\varphi R_\varphi + Z_z R_z \right]; \\
\tau_{r\varphi} &= \mu R \left[R_r \Theta_r + \frac{1}{r^2} R_\varphi \Theta_\varphi + R_z \Theta_z \right]; \\
\tau_{z\varphi} &= \mu R \left[\Theta_r Z_r + \frac{1}{r^2} \Theta_\varphi Z_\varphi + \Theta_z Z_z \right].
\end{aligned} \tag{4}$$

В соответствии с алгоритмом метода, предложенного в работах Лавендела Э.Э., Дымникова С.И. непрерывный процесс деформирования резинового элемента заменяется пошаговой процедурой. На каждом шаге решения нелинейной задачи применяются линеаризованные соотношения нелинейной теории упругости. Таким образом, на каждом шаге решается линейная задача, но при этом учитывается напряженно-деформированное состояние, возникшее в резиновом элементе в результате деформации на предыдущих шагах деформирования. Вариация приращения потенциальной энергии на каждом шаге деформирования определяется выражением:

$$\delta(\Delta I) = \delta \left(\int_v \bar{W} dv - \frac{1}{2} \int_s \Delta \vec{F} \cdot \Delta \vec{u} ds \right), \quad (5)$$

где $\bar{W} = \frac{1}{2} \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} [W + (P-1)(\tau-1)]$; W – упругий потенциал Трелоара; η – малый параметр; $\Delta \vec{F}$, $\Delta \vec{u}$ – соответственно приращение вектора сил и вектора перемещений на границе области, где заданы внешние силы.

Сжатие резиновых элементов в осевом направлении при сборке катка рассматривается как осесимметричная задача нелинейной теории упругости. Большие деформации резины, связанные со сборкой определяются координатами:

- в начальном состоянии r, φ, z ;

- в промежуточном состоянии $R^0 = r + u^0(r, z)$,
 $\Theta^0 = \varphi$, $Z^0 = z + w^0(r, z)$, $P^0 = P^0(r, z)$;

- в конечном состоянии $R = R^0 + \eta u(r, z)$,
 $\Theta = \varphi$, $Z = Z^0 + \eta w(r, z)$, $P = P^0 + \eta p(r, z)$,
 где u, w – функции радиального и осевого перемещений.

С учетом принятых допущений функционал приращения потенциальной энергии при деформировании резинового элемента в процессе сборки запишется в виде:

$$\begin{aligned} \Delta \Pi = & \iint_v \left\{ \frac{\mu}{2} [u_r^2 + w_r^2 + \frac{u^2}{r^2} + u_z^2 + w_z^2] + \right. \\ & + (P^0 \frac{u}{r} + P \frac{R^0}{r}) \times (u_r Z_z^0 + R_r^0 w_z - w_r R_z^0 - Z_r^0 u_z) + \\ & + P^0 \frac{R^0}{r} (u_r w_z - u_z w_r) + P \frac{u}{r} (R_r^0 Z_z^0 - Z_r^0 R_z^0) \left. \right\} dv - \\ & - \iint_s (F_r u + F_z w) ds \end{aligned} \quad (6)$$

Компоненты тензора напряжений Коши для потенциала Трелоара определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \mu[R_r^2 + R_z^2] + p; \quad \sigma_z = \mu[Z_r^2 + Z_z^2] + p; \\ \sigma_\phi &= \mu \frac{R^2}{r^2} + p; \quad \tau_{rz} = \mu[Z_r R_r + Z_z R_z].\end{aligned}\quad (7)$$

При вторичном нагружении радиальной силой положение точки в недеформированном, промежуточном и конечном состояниях обозначаются соответственно:

$$\begin{aligned} r, \varphi, z; R^0 &= R^0(r, \varphi, z), \quad \Theta^0 = \Theta^0(r, \varphi, z), \\ Z^0 &= Z^0(r, \varphi, z), \\ R &= R^0 + \eta u(r, \varphi, z), \quad \Theta = \Theta^0 + \eta \Phi(r, \varphi, z), \\ Z &= Z^0 + \eta w(r, \varphi, z). \end{aligned}$$

искомые функции перемещений являются функциями координат недеформированного состояния.

Приращение потенциальной энергии системы при наложении малых упругих деформаций на конечные при вторичном нагружении радиальной силой записывается в виде:

$$\Delta \Pi = \iint_v \left\{ \frac{\mu}{2} [u_r^2 + R^{02} \Phi_r^2 + 4R^0 \Theta_r^0 u \Phi_r + \Theta_r^{02} u^2 + w_r^2 + \right. \\ \left. + \frac{1}{r^2} (u_\varphi^2 + R^{02} \Phi_\varphi^2 + 4R^0 \Theta_\varphi^0 u \Phi_\varphi + \Theta_\varphi^{02} u^2 + w_\varphi^2) + u_z^2 + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + R^0 \Phi_z^2 + 4R^0 \Theta_z^0 u \Phi_z + \Theta_z^0 u^2 + w_z^2 \Big] + \left(P^0 \frac{u}{r} + P \frac{R^0}{r} \right) \times \\
 & \times \left(u_z Z_z^0 \Phi_\varphi^0 + R_r^0 w_z \Theta_\varphi^0 + R_r^0 Z_z^0 \Phi_\varphi - \Phi_\varphi Z_r^0 R_z^0 - \Theta_\varphi^0 w_r R_z^0 - \right. \\
 & - \Theta_\varphi^0 Z_r^0 u_z + u_\varphi Z_r^0 \Theta_z^0 + R_\varphi^0 w_r \Theta_z^0 + R_\varphi^0 Z_r^0 \Phi_z - w_z R_\varphi^0 \Theta_r^0 - \\
 & - Z_z^0 R_\varphi^0 \Phi_r + u_z \Theta_r^0 Z_\varphi^0 + R_z^0 \Phi_r Z_\varphi^0 + R_z^0 \Theta_r^0 w_\varphi - u_r Z_\varphi^0 \Theta_z^0 - \\
 & - Z_z^0 u_\varphi \Theta_r^0 - R_r^0 w_\varphi \Theta_z^0 - R_r^0 Z_\varphi^0 \Phi_z \Big) + P^0 \frac{R^0}{r} \left(u_r w_z \Theta_\varphi^0 + \right. \\
 & + u_r Z_z^0 \Phi_\varphi + R_r^0 w_z \Phi_\varphi - \Theta_\varphi^0 w_r u_z - Z_r^0 \Phi_\varphi u_z - R_z^0 \Phi_\varphi w_r + \\
 & + R_\varphi^0 w_r \Phi_z + Z_r^0 u_\varphi \Phi_z + \Theta_z^0 u_\varphi w_r - Z_z^0 u_\varphi \Phi_r - R_\varphi^0 w_\varphi \Phi_r - \\
 & - \Theta_r^0 w_z u_\varphi + R_z^0 \Phi_r w_\varphi + \Theta_r^0 u_z w_\varphi + Z_\varphi^0 u_z \Phi_r - R_r^0 w_\varphi \Phi_z - \\
 & \left. - Z_\varphi^0 u_r \Phi_z - \Theta_z^0 u_r w_\varphi \right) \Big\} dv - \iint_S (F_r u + F_\varphi \Phi R^0 + F_z w) ds
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

При реализации алгоритма с помощью метода конечных элементов используется пошаговая процедура, позволяющая учитывать изменение граничных условий в процессе нагружения резинового элемента [7]. Решение задачи по определению напряженно-деформированного состояния после сборки, вызванного сжатием в осевом направлении, осуществляется в цилиндрической системе координат, рассматривается осесимметричная задача, дискретизация сечения резинового элемента выполняется изопараметрическими конечными элементами с восемью узлами и нелинейной аппроксимацией перемещений. При последующем нагружении радиальной нагрузкой задача рассматривается в цилиндрической системе координат и для ее решения применяются объемные изопараметрические конечные элементы с двадцатью узлами.

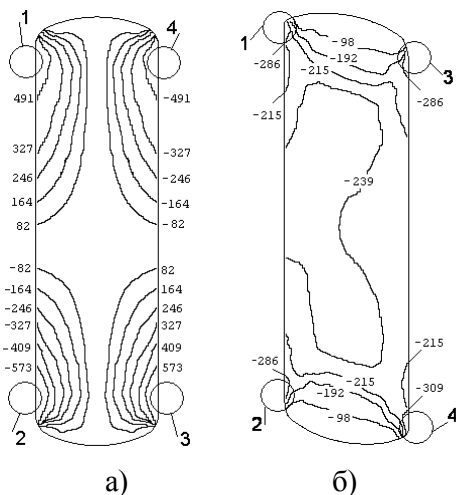


Рис. 3. Картины распределения касательных напряжений (кПа) по сечению резинового элемента вызванных: а – сборкой; б – радиальной силой

В результате расчета получены поля распределения компонентов тензоров деформаций, напряжений и удельной энергии деформации по

объему резинового элемента. На рис. 3 представлены картины распределения касательных напряжений, вызванных сборкой и последующим нагружением радиальной силой. Максимальных значений касательные напряжения, вызванные сборкой для рассматриваемой конструкции действуют в областях 1 и 4, 2 и 3 (рис. 3а) и составляют соответственно 0,655 МПа и 0,732 МПа. При вторичном нагружении радиальной силой максимальные значения касательных напряжений действуют в областях 1 и 4, 2 и 3 (рис. 3а) и составляют: - 0,333 МПа в области 1 и 3; - 0,309 МПа в области 2; - 0,356 МПа в области 4.

Выводы: максимальные значений касательные напряжения достигают как при сборке, так и при вторичном нагружении в одних и тех же областях, т.е. в крайних точках контакта резинового элемента с поверхностями обода и ступицы опорного катка, следовательно, и начало усталостного разрушения для элементов данной конструкции будет наблюдаться в этих областях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Шарипов, В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Расчет и конструирование гусеничных машин / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко – Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. – М.: Машиностроение, 1973. 232 с.
4. Коростелев, С.А. Влияние характеристик жесткости опорных катков гусеничного движителя на их динамическую нагруженность / С.А. Коростелев, А.Ф. Вербиллов, В.В. Ковалев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2013. Т. 15, №4 (2). С. 515-518.
5. Чобиток, В.А. Конструкция и расчет танков и БМП / В.А. Чобиток, Ю.Н. Брижиснев, А.А. Долганов, А.В. Мирошник. – М.: Воениздат, 1984. 376 с.
6. Оден, Д.Т. Определение конечных деформаций упругих тел на основе конечных элементов / Д.Т. Оден, Д.Е. Кей // Расчет упругих конструкций с использованием ЭВМ. Т. 1. – СПб.: Судостроение, 1974. С. 63-68.
7. Коростелев, С.А. Оценка напряженно-деформированного состояния резинового элемента РМШ гусеничного движителя при сборке и кручении // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 11. С. 26-29.

DEFINITION THE STRESS-STRAIN STATE OF RUBBER ELEMENTS OF INTERNAL SHOCK ABSORBERS AT ROAD WHEELS OF CATERPILLAR TRACKS

© 2015 S.A. Korostelev

Altai State Technical University named after I.I. Polzunov, Barnaul

The paper presents the results of calculation the stress-strain state of rubber elements inside amortization track roller of caterpillar tracks. In the considered design track roller rubber elements during the assembly are subjected to preliminary compressive strain in axial direction. At the subsequent operation of caterpillar rubber elements operate on shift.

Key words: caterpillar mover, support roller, internal amortization, rubber element, stress-strain state