

# ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОЙ И ОСЕВОЙ ДЕФОРМАЦИИ РЕЗИНОВОГО ЭЛЕМЕНТА РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ШАРНИРА ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НА ЕГО НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ

© 2012 С.А. Коростелев

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова

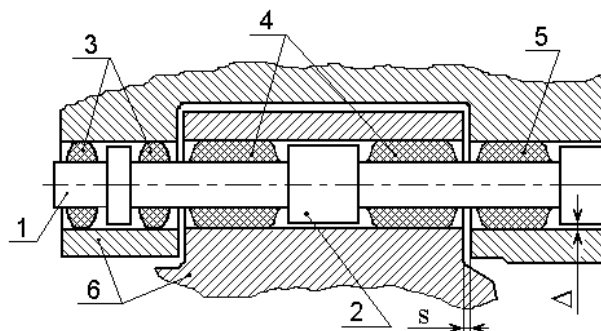
Поступила в редакцию 12.03.2012

Приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния резинового элемента резинометаллического шарнирного соединения звеньев гусеничного движителя при осевом сдвиге, нагружении крутящим моментом и радиальной силой.

Ключевые слова: *гусеничный движитель, резинометаллический шарнир, резиновый элемент, напряженно-деформированное состояние*

Ресурс гусеничного движителя зависит от долговечности соединения смежных траков цепи. Одним из наиболее эффективных конструктивных решений, позволяющих повысить долговечность этого соединения, является применение резинометаллического шарнира (РМШ) (рис. 1). Долговечность РМШ лимитируется, в первую очередь, долговечностью резиновых элементов [1]. Определяющее влияние на срок службы резиновых элементов оказывает их напряженно-деформированное состояние, которое зависит от конструктивных параметров РМШ, геометрии гусеничного обвода и режимов движения гусеничной машины. Во время сборки гусеничной цепи палец РМШ запрессовывается в отверстия проушин звена, при этом звенья располагаются под углом равным половине максимального угла относительного поворота звеньев. После запрессовки резиновые элементы подвергнуты большим деформациям, что должно обеспечить достаточные напряжения в области контакта резинового элемента и поверхности проушины, исключающие возможность проскальзывания поверхности резинового элемента относительно поверхности проушины при последующем нагружении шарнира.

Во время движения гусеничной машины шарнир перемещается по периметру гусеничного обвода, и резиновые элементы подвергаются циклическому деформированию. На опорном участке с учетом предварительного угла сборки, последовательной схемы работы резиновых элементов РМШ и равной суммарной угловой жесткости резиновых элементов, расположенных в смежных траках, угол закручивания резиновых элементов составляет 1/2 отклонения угла поворота звеньев от угла сборки.



**Рис. 1.** Резинометаллическое шарнирное соединение траков гусеничной цепи:

1 – металлическая арматура пальца; 2 – ограничитель радиальной деформации; 3 – резиновые элементы крайней тройной проушины; 4 – резиновые элементы двойных проушин; 5 – резиновые элементы центральной проушины; 6 – смежные звенья

При движении гусеничной машины по поперечному склону и при повороте на опорную ветвь гусеничной цепи со стороны грунта действуют силы реакции, вызывающие смещения звеньев относительно друг друга параллельно оси шарнира, что вызывает сдвиг резиновых элементов в осевом направлении. Величина смещения звеньев ограничивается зазором  $s$  (рис. 1) между проушинами смежных траков. На опорной ветви шарниры закручены на величину предварительного угла сборки, а угол закручивания резинового элемента составляет 1/4 от максимального угла относительного поворота звеньев. Осевой сдвиг предварительно закрученного резинового элемента приводит к изменению его формы и перераспределению вызванных кручением касательных напряжений по сечению резинового элемента. По мере приближения шарнира к рабочей ветви растягивающее усилие в гусеничной цепи возрастает и, помимо закручивания, резиновые элементы подвергаются нагружению радиальной силой. Для предотвращения

*Коростелев Сергей Анатольевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобили и тракторы». E-mail: korsan73@mail.ru*

значительных деформаций резиновых элементов, вызванных действием растягивающего усилия, в конструкции РМШ предусмотрен ограничитель радиальной деформации (рис. 1, поз. 2). Радиальная жесткость резиновых элементов шарнира подбирается таким образом, чтобы на всех участках гусеничной цепи, кроме рабочей ветви, радиальная деформация резиновых элементов не превышала величины радиального зазора  $\Delta$  между ограничителем и проушиной.

Выбор величины радиального зазора является ответственным этапом при проектировании РМШ. С одной стороны, увеличение радиального зазора между ограничителем и проушиной облегчает процесс сборки шарнира, позволяет снизить требования к точности изготовления отверстий проушины и их соосности. Кроме того, чем больше величина радиального зазора, тем более податливой становится гусеничная цепь, что способствует снижению динамических нагрузок. С другой стороны, увеличение радиального зазора приводит к большей радиальной деформации резиновых элементов и, соответственно, увеличению деформации и напряжений, действующих в теле резинового элемента и, следовательно, к увеличению удельной энергии деформации и снижению долговечности, а также к увеличению шага гусеничной цепи, что способствует нарушению нормальной работы зацепления. В существующих конструкциях величина радиального зазора составляет в среднем 0,5 мм. При движении гусеничной машины по поперечному склону и при повороте резиновые элементы шарниров, расположенных в конце опорного участка и на рабочей ветви, испытывают одновременно деформации вызванные закручиванием шарнира, осевым сдвигом и растягивающим усилием в цепи.

Учитывая вышесказанное, обоснованный выбор конструктивных параметров шарнира невозможен без оценки напряженно-деформированного состояния резиновых элементов, вызванного кручением предварительно запрессованного резинового элемента, и совместного воздействия: кручения и осевого сдвига; радиальной нагрузки и кручения; осевого сдвига, радиальной нагрузки и кручения.

В настоящей работе для определения напряженно-деформированного состояния резиновых элементов РМШ применена программа для ЭВМ [2]. Механическое поведение резины описывается упругим потенциалом Трелоара. При сборке она испытывает большие деформации, поэтому алгоритм расчета резиновых элементов базируется на основных соотношениях нелинейной теории упругости несжимаемого материала. Алгоритм позволяет, используя пошаговую процедуру и линеаризованные соотношения теории наложения малых деформаций на конечные деформации [3, 4], оценивать напряженное состояние, как при запрессовке резиновых элементов в проушину звена, так и при последующем нагружении радиальной и осевой силами и

крутящим моментом. На каждом шаге деформирования выполняется проверка граничных условий. Численная реализация алгоритма расчета осуществлена с помощью метода конечных элементов.

Приведем результаты расчета резинового элемента крайних тройных проушин (рис. 1, поз. 3), имеющего в исходном недеформированном состоянии сечение в форме трапеции. Особое внимание уделим характерным областям в крайних точках соединения резинового элемента с арматурой пальца (рис. 2, области I и II), а также крайним точкам контакта поверхностей резинового элемента и проушины (рис. 2, области III и IV). В этих областях наблюдается концентрация удельной энергии деформации, которая является критерием усталостной прочности резины [5].

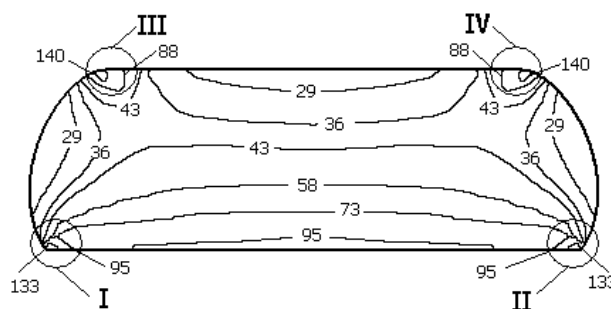


Рис. 2. Распределение удельной энергии деформации в резинового элементе при кручении

На рис. 2 представлено распределение удельной энергии деформации в резинового элементе при вторичном нагружении крутящим моментом. Максимальная ( $155 \text{ кДж/м}^3$ ) удельная энергия деформации, вызванная закручиванием шарнира, наблюдается в областях III и IV (область между изолиниями  $140 \text{ кДж/м}^3$  и контуром элемента), в областях I и II она несколько меньше ( $147 \text{ кДж/м}^3$ ).

При одновременной деформации резинового элемента вследствие осевого сдвига и кручения максимальная ( $232 \text{ кДж/м}^3$ ) удельная энергия деформации наблюдается в области IV (рис. 3), в области I ее максимальное значение достигает  $209 \text{ кДж/м}^3$ , в областях II и III она составила соответственно  $96 \text{ кДж/м}^3$  и  $126 \text{ кДж/м}^3$ .

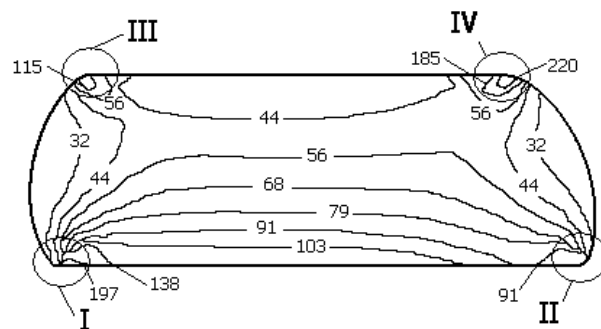
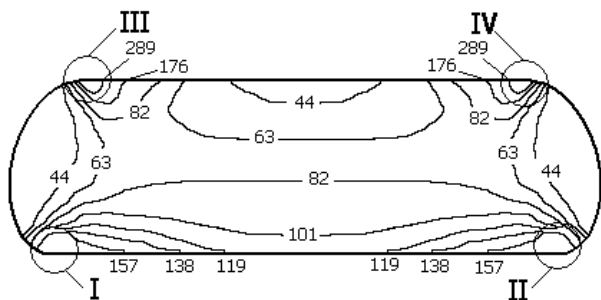


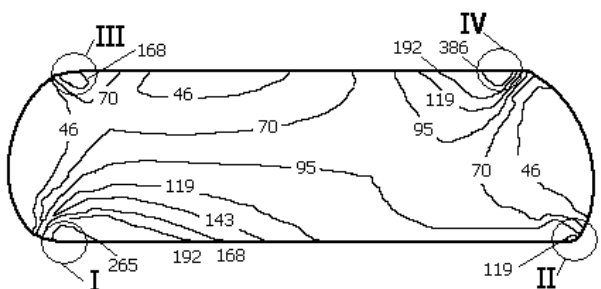
Рис. 3. Распределение удельной энергии деформации в резинового элементе при осевом сдвиге и последующем кручении

Вследствие одновременного воздействия на резиновый элемент радиальной нагрузки и кручения, максимальная ( $327 \text{ кДж/м}^3$ ) удельная энергия деформации наблюдается в областях III и IV (рис. 4), в областях I и II ее максимальное значение достигает  $183 \text{ кДж/м}^3$ .



**Рис. 4.** Распределение удельной энергии деформации в резиновом элементе при одновременном воздействии радиальной деформации и кручения

При одновременной деформации резинового элемента в результате воздействия радиальной нагрузки, осевого сдвига и кручения максимальная ( $435 \text{ кДж/м}^3$ ) удельная энергия деформации наблюдается в области IV (рис. 5), в области I ее максимальное значение достигает  $386 \text{ кДж/м}^3$ , в областях II и III она составила соответственно  $143 \text{ кДж/м}^3$  и  $216 \text{ кДж/м}^3$ .



**Рис. 5.** Распределение удельной энергии деформации в резиновом элементе при одновременном воздействии радиальной деформации, осевого сдвига и кручения

**Выводы:** показано, что осевой сдвиг и радиальная нагрузка оказывают значительное влияние на распределение удельной энергии деформации по сечению резинового элемента и ее значений в областях концентрации. Значения удельной энергии деформации при одновременном воздействии осевым сдвигом и кручением резинового элемента в зонах концентрации в 1,5 раза превышает значения этого показателя при кручении. Значения удельной энергии деформации при одновременном воздействии радиальной нагрузки и кручения резинового элемента в зонах концентрации в 2,1 раза превышает значения этого показателя при кручении. Значения удельной энергии деформации при одновременном воздействии осевым сдвигом, радиальной нагрузкой и кручением резинового элемента в зонах концентрации в 2,8 раза превышает значения этого показателя при кручении.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Дружинин, В.А. К вопросу об использовании гусениц с резинометаллическими шарнирами / В.А. Дружинин, В.А. Целищев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. статей / под ред. к.т.н., профессора В.А. Дружинина / Академия транспорта РФ, АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 1999. С. 11-18.
2. Коростелев, С.А. Определение механических характеристик резиновых элементов резинометаллического шарнира гусеничного движителя при статическом нагружении (RMSHMS) // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006612761. Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 4 августа 2006 г.
3. Дымников, С.И. Поведение вязкоупругой среды при наложении малых деформаций на конечные / С.И. Дымников, В.А. Дружинин // В кн.: Вопросы динамики и прочности. – Рига: Зинатне, 1976. Вып. 34. С. 112-123.
4. Дружинин, В.А. Расчет напряженно-деформированного состояния резинового элемента опорного катка гусеничного движителя / В.А. Дружинин, С.А. Коростелев // Изв. вузов. Машиностроение. 1998. № 10-12. С. 89-94.
5. Хромов, М.К. О закономерностях изменения усталостной выносливости резин // Каучук и резина. 1983. №6. С. 29-37.

## INFLUENCE OF RADIAL AND AXIAL STRAIN OF A RUBBER ELEMENT IN RUBBER-METALLIC JOINT AT THE CATERPILLAR MOVER ON ITS STRESS-STRAIN STATE

© 2012 S.A. Korostelev  
Altay State Technical University named after I.I. Polzunov

Results of calculation of stress-strain state of a rubber element in rubber-metallic joint connection of units at caterpillar mover at axial shear, loading by torque and radial force are reduced.

Key words: caterpillar mover, rubber-metallic joint, rubber element, stress-strain state