Эл № ФС 77 - 48211. Государственная регистрация №0421200025. ISSN 1994-0408

НАУКА И ОБРАЗОВАНИЕ

электронный научно-технический журнал

Оценка напряженно-деформированного состояния пальца РМШ гусеничного движителя при сборке и кручении

05, май 2012

DOI: 10.7463/0512.0405070

Коростелев С. А., Горбачев А. В.

УДК 629.3.027.74

Россия, Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова korsan73@mail.ru aleks_gorb@mail.ru

В конструкциях современных гусеничных машин для снижения динамических нагрузок и повышения ресурса гусеничного движителя применяют силовые резиновые и резинометаллические элементы. Наибольшее распространение получила конструкция гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами (РМШ) с силовыми резиновыми элементами и с ограничителем радиальной деформации, обеспечивающих соединение траков гусеничной цепи. В таком шарнире угловое перемещение траков относительно друг друга, обеспечивается за счет деформирования резиновых элементов, а растягивающее усилие передается как резиновыми элементами, так и ограничителями. Применение РМШ позволяет повысить податливость гусеничной цепи, и тем самым значительно снизить динамические нагрузки, действующие на элементы не только гусеничного движителя, но и на элементы трансмиссии, исключить попадание абразива на поверхности трения, снизить потери мощности [1, 2].

Ресурс резинометаллического шарнирного соединения зависит от долговечности резиновых элементов, от усталостной прочности и жесткости металлической арматуры пальца, от износа в области контакта ограничитель-проушина.

Резинометаллическое шарнирное соединение гусеничного движителя испытывает начальные деформации, вызванные запрессовкой пальца шарнира в проушины смежных звеньев и последующее (вторичное) нагружение во время эксплуатации:

- деформации, вызванные поворотом звеньев относительно друг друга;

- нагружение, вызванное растягивающим усилием в цепи;

- деформации осевого сдвига, вызванные смещением траков параллельно оси шарнира.

Кроме того, все указанные виды нагрузок могут действовать одновременно.

Для определения напряженно-деформированного состояния при вторичном нагружении необходимо предварительно определить деформации и напряжения, действующие в резинометаллическом пальце шарнира, вызванные его запрессовкой в проушины смежных звеньев.

В настоящей работе предложен алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния резинометаллического пальца, вызванного запрессовкой в проушины смежных звеньев гусеничной цепи и при последующем деформировании, вызванном относительным поворотом звеньев.

Поскольку конструкция пальца резинометаллического шарнира, как видно на рис. 1, состоит из металлической арматуры и привулканизированных к ней резиновых элементов, то предлагаемый метод расчета должен описывать механическое поведение при совместном деформировании резины и металла.



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 сборке резина испытывает большие деформации, поэтому алгоритм расчета резиновых элементов базируется на основных соотношениях нелинейной теории упругости несжимаемого материала. Алгоритм позволяет, используя пошаговую процедуру и линеаризированные соотношения теории наложения малых деформаций на конечные деформации, оценивать напряженное состояние, как при конечных деформациях, так и при вторичном нагружении. Механическое поведение резины описывается упругим потенциалом Трелоара [3-5].

Поведение металлической части шарнира (арматуры) описывается соотношениями линейной теории упругости в цилиндрической системе координат.

Поскольку для определения деформированного состояния резиновых элементов используется пошаговая процедура, то и для определения деформирования металлической арматуры пальца функционал приращения потенциальной энергии на каждом шаге деформирования арматуры должен учитывать деформации, полученные на предыдущем шаге. Учитывая вышесказанное, функционал приращения потенциальной энергии запишется в виде

$$\Delta \Pi = \iiint_{V} \frac{1}{2} \left\{ 2G \left(u_{r}^{2} + w_{z}^{2} + \frac{u^{2}}{r^{2}} \right) + \lambda \left(u_{r}^{2} + w_{z}^{2} + \frac{u^{2}}{r^{2}} + 2u_{r}w_{z} + 2u_{r}\frac{u}{r} + 2w_{z}\frac{u}{r} \right) + G \left(w_{r}^{2} + 2w_{r}u_{z} + u_{z}^{2} \right) - 2G \left(u_{r}u_{r}^{0} + w_{z}w_{z}^{0} + \frac{u}{r^{2}} \right) - \lambda \left(u_{r}u_{r}^{0} + w_{z}w_{z}^{0} + \frac{u}{r^{2}} + u_{r}w_{z}^{0} + w_{z}u_{r}^{0} + u_{r}\frac{u^{0}}{r} + \frac{u}{r}u_{r}^{0} + w_{z}\frac{u^{0}}{r} + \frac{u}{r}w_{z}^{0} \right) - G \left(w_{r}w_{r}^{0} + w_{r}u_{z}^{0} + u_{z}w_{r}^{0} + u_{z}u_{z}^{0} \right) \right\} dV, \qquad (1)$$

где

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$
 - модуль сдвига;

E - модуль упругости;

 μ - коэффициент Пуассона;

$$\lambda = \frac{2\mu G}{1 - 2\mu} - \text{постоянная Ляме;}$$

и, *w* - приращение перемещений в радиальном и осевом направлении на рассматриваемом шаге деформирования;

 u^0 , w^0 - суммарные перемещения в радиальном и осевом направлении, полученные на предыдущих шагах.

Здесь и далее нижние индексы обозначают частные производные по соответствующим координатам.

Для численной реализации алгоритма используется метод конечных элементов. Описание геометрической формы рассматриваемой конструкции и аппроксимация перемещений осуществлена четырехугольными изопараметрическими элементами с нелинейной аппроксимацией перемещений.

Функции формы для конечного элемента записываются в терминах безразмерных координат ξ , η в виде [6,7] $\lfloor N(\xi,\eta) \rfloor = \lfloor N_1(\xi,\eta) \quad N_2(\xi,\eta) \quad \dots \quad N_8(\xi,\eta) \rfloor$

Координаты и перемещения точки элемента соответственно определяются выражениями [6]:

$$r = \lfloor N(\xi, \eta) \rfloor \{r\}; \qquad z = \lfloor N(\xi, \eta) \rfloor \{z\}; u = \lfloor N(\xi, \eta) \rfloor \{u\}; \qquad w = \lfloor N(\xi, \eta) \rfloor \{w\},$$
(2)

где

$$\{r\} = [r_1 \quad r_2 \quad \dots \quad r_8]^T, \{z\} = [z_1 \quad z_2 \quad \dots \quad z_8]^T$$
 - векторы соответствующих

координат узловых точек конечного элемента;

$$\{u\} = [u_1 \quad u_2 \quad \dots \quad u_8]^T, \{w\} = [w_1 \quad w_2 \quad \dots \quad w_8]^T$$
 - векторы

соответствующих перемещений узловых точек конечного элемента.

С учетом выражений (2) в матричном виде функционал (1) запишется

$$\Delta \Pi = \iiint_{V} \left\{ \left\{ u \right\}^{T} \left[A_{1} \right] \left\{ u \right\} + \left\{ w \right\}^{T} \left[A_{2} \right] \left\{ w \right\} + \left\{ u \right\}^{T} \left[A_{3} \right] \left\{ w \right\} - \left\{ u \right\}^{T} \left[A_{4} \right] \left\{ u^{0} \right\} - \left\{ u \right\}^{T} \left[A_{5} \right] \left\{ w^{0} \right\} - \left\{ w \right\}^{T} \left[A_{2} \right] \left\{ w^{0} \right\} - \left\{ w \right\}^{T} \left[A_{6} \right] \left\{ u^{0} \right\} \right) dV,$$

$$(3)$$

где

$$\begin{split} & [A_{1}] = \left(G + \frac{1}{2}\lambda\right) \left(\lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor + \frac{1}{r^{2}} \lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor\right) + \\ & + \lambda \frac{1}{r} \lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor + \frac{1}{2} G \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor; \\ & [A_{2}] = \left(G + \frac{1}{2}\lambda\right) \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor + \frac{1}{2} G \lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor; \\ & [A_{3}] = \lambda \left(\lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor + \frac{1}{r} \lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor\right) + G \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor; \\ & [A_{4}] = \left(G + \frac{1}{2}\lambda\right) \left(\lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor + \frac{1}{r^{2}} \lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor\right) + \\ & + \frac{1}{2r}\lambda \left(\lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor + \lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor\right) + \frac{1}{2}G \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor; \\ & [A_{5}] = \frac{1}{2}\lambda \left(\lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor + \frac{1}{r} \lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor\right) + \frac{1}{2}G \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor; \end{split}$$

10.7463/0512.0405070

$$[A_6] = \frac{1}{2} \lambda \left(\lfloor N_z \rfloor^T \lfloor N_r \rfloor + \frac{1}{r} \lfloor N_z \rfloor^T \lfloor N \rfloor \right) + \frac{1}{2} G \lfloor N_r \rfloor^T \lfloor N_z \rfloor;$$

[N], $[N_r]$, $[N_z]$ - соответственно функция формы конечного элемента и ее производные по координатам [5].

Для минимизации функционала дифференцируем выражение (3) и получаем

$$\frac{\partial(\Delta \Pi)}{\partial\{u\}} = \iiint_{V} \left([A_{1}]\{u\} + [A_{3}]\{w\} - [A_{4}]\{u^{0}\} - [A_{5}]\{w^{0}\} \right) dV = 0$$

$$\frac{\partial(\Delta \Pi)}{\partial\{w\}} = \iiint_{V} \left([A_{3}]^{T}\{u\} + [A_{2}]\{w\} - [A_{6}]\{u^{0}\} - [A_{2}]\{w^{0}\} \right) dV = 0$$
(4)

В соответствии с выражением (4) матрица жесткости элемента, описывающего упругое поведение металла, запишется в виде

$$\begin{bmatrix} K_M \end{bmatrix} = 2\pi \int_{-1-1}^{1} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_3 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} A_3 \\ A_2 \end{bmatrix} r \left| \det[J] \right| d\xi d\eta,$$
(5)

где det[J] - якобиан преобразования координат.

Произведение
$$\begin{bmatrix} H \end{bmatrix} \begin{cases} \left\{ u^0 \right\} \\ \left\{ w^0 \right\} \end{cases}$$
, где
 $\begin{bmatrix} H \end{bmatrix} = 2\pi \int_{-1-1}^{1} \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} A_4 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} A_5 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} A_6 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} A_2 \end{bmatrix} r |\det[J]| d\xi d\eta,$ (6)

позволяет учесть влияние деформации элемента определенной на предыдущих шагах деформирования. Матрица жесткости конечного элемента описывающего поведение резины при сборке вычисляется, как это показано в работе [5].

Приведенные соотношения позволяют последовательно определить распределение перемещений, компонентов тензора деформации и напряжений, а также их инвариантов в теле резинометаллического пальца шарнира после сборки.

Рассмотрим алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния при вторичном нагружении вызванном поворотом звеньев. Функционал приращения потенциальной энергии металлической арматуры при кручении записывается в виде

$$\Delta \Pi = \iiint_{V} \frac{1}{2} G \left[v_r^2 - 2v_r \frac{v}{r} + \frac{v^2}{r^2} + v_z^2 \right] dV, \qquad (7)$$

где *v* - перемещения в окружном направлении.

В матричном виде выражение (7) перепишется в следующем виде

$$\Delta \Pi = \iiint_{V} \{v\}^{T} [A_{7}] \{v\} dV, \qquad (8)$$

где $[A_{7}] = \frac{G}{2} \left(\lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N_{r} \rfloor - \frac{2}{r} \lfloor N_{r} \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor + \frac{1}{r^{2}} \lfloor N \rfloor^{T} \lfloor N \rfloor + \lfloor N_{z} \rfloor^{T} \lfloor N_{z} \rfloor \right)$

Для минимизации функционала дифференцируем выражение (8) и получаем

$$\frac{\partial(\Delta \Pi)}{\partial \{v\}} = \iiint_{V} [A_{7}] \{v\} dV = 0$$
(9)

Матрица жесткости, описывающая упругое поведение металлического конечного элемента при вторичном нагружении крутящим моментом запишется в виде

$$\begin{bmatrix} K_M \end{bmatrix} = 2\pi \int_{-1-1}^{1} \begin{bmatrix} A_7 \end{bmatrix} r \left| \det[J] \right| d\xi d\eta$$
⁽¹⁰⁾

Матрица жесткости (10) вычисляется по координатам в деформированном сборкой состоянии. Матрица жесткости конечного элемента описывающего поведение резины при кручении вычисляется, как это показано в работе [5].

Изложенные выше соотношения положены в основу программного комплекса. Программный комплекс позволяет по заданным конструктивным параметрам шарнирного соединения автоматически получать конечно-элементную модель резинометаллического пальца и учитывать граничные условия. Полученные в результате расчета поля перемещений, тензоров деформаций и напряжений и их инвариантов выводятся в графическом виде.

На рис. 2 – 5 представлены картины распределения напряжений вызванных сборкой и последующим кручением (рис. 6, 7), полученные для конструкции РМШ гусеничной цепи трактора 4-го тягового класса.

Проанализируем полученные картины распределения напряжений, при этом особое внимание уделим области присоединения резиновых элементов к металлической арматуре пальца.

Центральная часть области соединения резины и металла испытывает напряжения сжатия σ_r (рис. 2). Максимальные значения напряжений составляют: для резиновых элементов крайней проушины (область I) – 1,89 МПа; для резиновых элементов двойных проушин (область II) – 3,23 МПа; для резиновых элементов центральной проушины (область III) – 2,99 МПа. Напряжения σ_r уменьшаются от указанных областей к периферии резинного элемента в области соединения и в направлении уменьшения радиуса пальца и возрастают в направлении увеличения радиуса в центральной части резинового элемента.



Рис. 2. Распределение напряжений σ_r (сборка)

Аналогичная картина распределения напряжений получена для напряжений σ_θ (рис. 3). В области соединения резины и металла максимальных значений напряжения сжатия σ_θ достигают в центральной части соединения и составляют для резиновых элементов проушин: крайней тройной (область I) – 1,89 МПа; для двойных (область II) – 2,69 МПа; для центральной (область III) - 2,49 МПа.



Рис. 3. Распределение напряжений σ_{θ} (сборка)

Особенностью распределения напряжений σ_Z (рис. 4) является то, что в центральной части соединения резиновых элементов и металла резиновые элементы испытывают напряжения сжатия, а металлическая арматура напряжения растяжения. Значение напряжений сжатия для резиновых элементов составляют: в области I – 1,43 МПа; в области II – 3,01 МПа; в области III – 2,69 МПа. Значение напряжений растяжения для металла в соединении с резиновыми элементами составляют: в области I – 1,73 МПа; в области II и III – 2,68 МПа.



Рис. 4. Распределение напряжений σ_{z} (сборка)

Касательные напряжения τ_{rz} (рис. 5) вызванные сборкой, достигают максимальных значений в области соединения резины и металла на расстоянии 2,5...3,0 мм (область I) от крайней точки соединения для элементов крайней тройной проушины и на расстоянии 4,5...5,5 мм (области II и III) для элементов двойных и центральной проушины, и составляют: в области I – 1,00 МПа; в областях II и III – 1,49 МПа. Необходимо отметить, что именно в этих областях наблюдается разрушение резиновых элементов при сборке.



Рис. 5. Распределение напряжений τ_{r_7} (сборка)

Касательные напряжения $\tau_{r\theta}$ (рис. 6) вызванные закручиванием шарнира, достигают максимальных значений в центральной части соединения резины и металла. Для резиновых элементов тройных проушин (область I и III) максимальные значения касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ достигают 0,46 МПа, а для двойных (область II) – 0,47 МПа. Наблюдается также некоторая концентрация касательных напряжений в области радиуса перехода от диаметра основного пальца к диаметру ограничителя (область IV).



Рис. 6. Распределение напряжений $\tau_{r\theta}$ (кручение)

Касательные напряжения τ_{θ_z} (рис. 7) вызванные закручиванием шарнира, достигают максимальных значений в области перехода от центральной проушины к двойной (область II) и от двойной проушины к крайней (область I). Максимальные значения касательных напряжений τ_{θ_z} достигают в области I – 3,16 МПа и в области II – 2,63 МПа. Внешние слои арматуры пальца более нагружены.



Рис. 7. Распределение напряжений τ_{θ_7} (кручение)

Таким образом, предложенный алгоритм позволяет определить напряженнодеформированное состояние резинометаллического пальца шарнирного соединения, вызванное сборкой шарнира и при последующем деформировании при закручивании. На основе анализа распределения перемещений, деформаций, напряжений их инвариантов оценить рациональность выбора конструктивных параметров существующих конструкций и обоснованно их выбрать для вновь проектируемых вариантов РМШ.

Кроме того, представленный алгоритм является необходимым этапом, позволяющим получить информацию для расчета последующего нагружения от растягивающего усилия в цепи.

Следующим этапом работы будет разработка алгоритма расчета напряженнодеформированного состояния резинометаллического пальца при действии растягивающего усилия в гусеничной цепи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барсуков Ю.Н. Экспериментальное исследование динамической нагруженности трансмиссии трактора класса 3 тс /Ю.Н. Барсуков, Л.Н. Беседин, В.Ф. Комаров //Труды АПИ. Вып. 54. - Барнаул, 1975. - С. 69 – 75.

2. 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.

 Лавендел Э.Э. Расчеты резинотехнических изделий.: Монография – М.: Машиностроение, 1976. – 232 с.

4. Дымников С.И. Расчет напряженно-деформированного состояния запрессованных резиновых элементов комбинированного шарнира методом последовательных приближений/С.И. Дымников, В.А. Дружинин //Каучук и резина. – 1977.-№6. – С. 47 – 51.

5. Коростелев С.А. Оценка напряженно-деформированного состояния резинового элемента РМШ гусеничного движителя при сборке и кручении/ С.А. Коростелев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010.- № 11. – С. 26 – 29.

6. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы.: Монография – М.: Мир, 1984. 428 с.

7. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов.: Монография – М.: Мир, 1979. 392 с. EL № FS 77 - 48211. №0421200025. ISSN 1994-0408 electronic scientific and technical journal

Estimation of stress-strain state of pin of rubber-metal swivel joint of caterpillar tracks during assembly and torsion

05, May 2012 DOI: 10.7463/0512.0405070 Korostelev S.A., Gorbachev A.V.

> Russia, Altai State Thechical University korsan73@mail.ru aleks_gorb@mail.ru

This paper presents an algorithm that allows to estimate the stress-strain state of the rubbermetallic pin of caterpillar tracks caused by mounting rubber-metallic pin in the holes of eyelets and subsequent loading torque. Algorithm was numerically implemented with the use of the finite element method. The distribution analysis of components of the stress tensor due to the assembly and torsion is included in the article.

Publications with keywords: <u>tracks</u>, <u>intense-deformed condition</u>, <u>rubber-metal swivel joint</u>, <u>rubber-metallic pin</u>

Publications with words: <u>tracks</u>, <u>intense-deformed condition</u>, <u>rubber-metal swivel joint</u>, <u>rubber</u>

References

1. Barsukov Iu.N., Besedin L.N., Komarov V.F. Eksperimental'noe issledovanie dinamicheskoi nagruzhennosti transmissii traktora klassa 3 ts [Experimental research of dynamic loading of tractor transmission of class 3 TC]. *Trudy API* [Proceedings of the Altai Polytechnic Institute]. Barnaul, 1975, iss. 54, pp. 69-75.

2. Druzhinin V.A., Tselishchev V.A. K voprosu ob ispol'zovanii gusenits s rezinometallicheskimi sharnirami [To the question of the use of caterpillars with rubber-metal joints]. *Sovershenstvovanie sistem avtomobilei, traktorov i agregatov: sb. statei* [Improvement of systems of motor vehicles, tractors and components: a collection of articles]. Barnaul, Polzunov Altai STU Publ., 1999, pp. 11-18.

3. Lavendel E.E. *Raschety rezinotekhnicheskikh izdelii* [Calculations of industrial rubber products]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 232 p.

4. Dymnikov S.I., Druzhinin V.A. Raschet napriazhenno-deformirovannogo sostoianiia zapressovannykh rezinovykh elementov kombinirovannogo sharnira metodom posledovateľnykh priblizhenii [The calculation of the stress-strain state of pressured rubber elements of combined hinge method of successive approximations]. *Kauchuk i rezina*, 1977, no. 6, pp. 47-51.

5. Korostelev S.A. Otsenka napriazhenno-deformirovannogo sostoianiia rezinovogo elementa RMSh gusenichnogo dvizhitelia pri sborke i kruchenii [Evaluation of the stress-strain state of the rubber element of rubber-metallic hinge of caterpillar drive in the assembly and torsion]. *Traktory i sel'khozmashiny*, 2010, no. 11, pp. 26 - 29.

6. Gallagher R.H. *Finite Element Analysis. Fundamentals.* Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice Hall, 1975. (Russ. ed.: Gallager R. *Metod konechnykh elementov. Osnovy*: Monografiia. Moscow, Mir, 1984. 428 p.).

7. Segerlind L.J. *Applied Finite Element Analysis*. London, Jonn Wiley and Sons, 1975. (Russ ed.: Segerlind L. *Primenenie metoda konechnykh elementov*: Monografiia. Moscow, Mir, 1979. 392 p.).