

# МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ЦЕВОЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С РЕЗИНОАРМИРОВАННЫМИ ГУСЕНИЦАМИ ТЯГОВЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

## DESIGN METHOD OF PIN ENGAGEMENT DRIVE SPROCKETS WITH RUBBER-REINFORCED TRACKS OF TRACTION AND TRANSPORTATION VEHICLES

**Р.С. ФЕДОТКИН**<sup>1</sup>, к.т.н.  
**В.А. КРЮЧКОВ**<sup>1</sup>, к.т.н.  
**В.Д. БЕЙНЕНСОН**<sup>2</sup>, к.т.н.  
**В.Л. ПАРФЕНОВ**<sup>2</sup>

<sup>1</sup> ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

<sup>2</sup> ОАО «НИИ стали», frs89@bk.ru

**R.S. FEDOTKIN**<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
**V.A. KRYUCHKOV**<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
**V.D. BEYNESEN**<sup>2</sup>, PhD in Engineering  
**V.L. PARFENOV**<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Research Institute of agriculture mechanization, FSAC VIM

<sup>2</sup> Research institute of steel, PLC, frs89@bk.ru

Сегодня резиноармированные гусеницы нашли широкое применение на тяговых и транспортных машинах различного назначения благодаря общеизвестным преимуществам, в том числе возможности их установки вместо металлических звенчатых гусениц без существенной переделки конструкции ходовых систем.

Опыт эксплуатации машин, оборудованных резиноармированными гусеницами, показывает, что конструктивные различия последних с металлическими приводят к повышенной нагруженности элементов гусеничного обвода, особенно ведущих колес. Это указывает на необходимость индивидуальной разработки ведущих колес для резиноармированных гусениц. Специальные методики для этого отсутствуют, а общепринятые, предназначенные для металлических гусениц, не позволяют обеспечить надежность и работоспособность зацепления. В статье приведена специально разработанная методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами.

Практически установлено, что перегиб резиноармированной гусеницы происходит по ломанной линии в условных шарнирах, а элементом зацепления с зубом ведущего колеса является цевка закладного элемента с участком армирующего силового слоя.

Приведены все необходимые для расчета и построения ведущих колес аналитические зависимости. Определены оптимальные значения угла контакта для реальных конструкций резиноармированных гусениц, при которых обеспечивается нормальная форма зубьев, расчетные зависимости радиусов начальной окружности и окружности впадин для различных вариантов условных шарниров. Сформулированы граничные условия для определения оптимальных значений ширины и толщины зубьев ведущих колес и радиуса их головок. Приведены рабочие варианты построения дуги профиля зубьев ведущих колес.

Разработанная методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами основана на соответствующих методиках для металлических гусениц и учитывает особенности конструкции резиноармированных гусениц. Она позволяет обеспечить надежность и работоспособность гусеничного зацепления и может быть использована при разработке ходовых систем тяговых и транспортных машин.

**Ключевые слова:** тяговые и транспортные машины, ходовая система, цевочное зацепление, резиноармированная гусеница, условные шарниры, элемент зацепления, цевка закладного элемента, армирующий силовой слой, ведущее колесо, профиль зубьев.

Nowadays rubber-reinforced tracks found wide application on different purpose traction and transportation vehicles due to well-known advantages, including possibility of their installation instead of metal linked tracks without significant modernization of undercarriages structures.

The operational experience of vehicles with rubber-reinforced tracks shows that their construction differences in comparison with metal tracks provide increased loading to crawler outline, especially to drive sprockets. It shows on necessity of individual drive sprockets design for rubber-reinforced tracks. Special methods for this are absent and traditional methods intended for metal tracks do not provide reliability and efficiency of track engagement.

The article contains the special designed method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced tracks engineering.

Practically established that rubber-reinforced track bending is going through the broken line in conditional joints and the engagement element with the drive sprocket tooth is spool of inset element with the part of reinforce lay.

All the necessary analytical dependences for drive sprockets design and calculation are shown. The optimal values of contact angle for real constructions of rubber-reinforced tracks, when the normal teeth form is provided; analytical dependences of kinematic pitch circle and bottom circle radiuses for different variations of conditional joints are determined. Boundary conditions for optimal values determination of drive sprockets width and thickness and also their heads radius are accounted. The efficient options of drive sprockets teeth profile curves plotting are shown.

The developed design method of pin engagement drive sprockets with rubber-reinforced is based on typical methods for metal tracks and takes into account structural features of rubber-reinforced tracks. It provides reliability and efficiency of track engagement and can be used in design process of traction and transportation vehicles undercarriages.

**Keywords:** traction and transportation vehicles, undercarriage, pin engagement, rubber-reinforced tracks, conditional joints, engagement element, spool of inset element; reinforce lay, drive sprocket, teeth profile.

## Введение

Одним из основных общеизвестных преимуществ резиноармированных гусениц (РАГ) цевочного зацепления является возможность их установки вместо металлических звенчатых гусениц (МГ) без коренной переделки конструкции ходовых систем [1–5].

Однако, как показывает практика, при оснащении ходовой системы РАГ необходимо разработать соответствующие им ведущие колеса (ВК). Так, например, было сделано при исследовании эксплуатационных показателей трактора ВТ-150 с различными типами гусеничных движителей в ряде работ [4–6].

Необходимость индивидуальной разработки ВК для РАГ обусловлена следующими факторами:

- конструктивные различия между РАГ и МГ, игнорирование которых способно привести к нарушению работоспособности и потерям в зацеплении;
- повышенная нагруженность и, как следствие, низкая долговечность венцов и зубьев ВК в случае применения РАГ.

Последний фактор объясняется дополнительным износом контактных поверхностей венцов и зубьев ВК при взаимодействии с упругими гусеницами, которые, в отличие от жестких МГ, обладают продольной податливостью, т.е. их шаг при движении по дуге охвата изменяется, что, в свою очередь, вызывает скольжение цевок по зубьям ВК [7].

Более того, маневрирование машины, оснащенной упругими гусеницами, может сопровождаться нарушением зацепления при больших скоростях и тяговых нагрузках [7].

Следует отметить, что уменьшения скольжения цевок по зубьям ВК, т.е. состояния силового равновесия, нельзя достичь только за счет геометрических параметров зацепления [7]. Однако можно произвести замену материалов зубьев и/или цевок на полимерно-композитные с меньшим коэффициентом трения.

Перечисленные факторы не только нарушают работоспособность ходовой системы, но также снижают ресурс, тягово-скоростные, экономические, экологические и другие эксплуатационные качества машины.

Эти факторы указывают на невозможность применения методик проектирования ВК, предназначенных для зацепления с МГ, для обеспечения надежного зацепления с РАГ.

Как правило, при создании ходовых систем с РАГ последние подбираются из существующих у поставщиков и производителей типоразмеров, исходя из заранее определенных требований к конструкции РАГ.

Поэтому в большинстве случаев при проектировании узла гусеничного зацепления разрабатывается конструкция ВК под существующие (реальные) конструкции РАГ.

Наибольшее распространение сегодня, как для МГ, так и для РАГ, получили ВК активного цевочного зацепления, хотя для РАГ все большее распространение получают гребневое, зубовое и фрикционное зацепление, а также их комбинации.

Причем комбинировать зацепление для РАГ целесообразно по причине их неопределенного положения на дуге охвата из-за возможности относительного перемещения условных звеньев (шагов).

По этой же причине в конструкциях ВК желательно предусматривать подпор беговых дорожек гусениц, например, посредством установки на ступицы ВК с обеих сторон барабанных конструкций, которые позволят дополнительно разгрузить зубья ВК за счет передачи части крутящего момента трением [7].

Подпор беговых дорожек гусениц, как метод фиксации положения их звеньев на дуге охвата ВК, в том числе и указанным выше способом, применяется достаточно давно. Примером тому могут служить полугусеничные бронетранспортеры (БТР) времен Второй мировой войны производства Германии, США и ряда других стран (рис. 1) [8]. Кстати, на этих машинах уже применялись образцы РАГ.

В настоящей работе рассмотрено цевочное зацепление без подпора условных звеньев гусениц как наиболее простой и распространенный вариант гусеничного зацепления.

Несмотря на многообразие конструкций ходовых систем с РАГ цевочного зацепления с ВК, а также наличие ряда определенных методик проектирования ВК для МГ в настоящее время отсутствуют какие-либо методики проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ.

## Цель исследования

Целью исследования является обобщение основных методик и рекомендаций по проектированию ВК для МГ, их анализ и преобразование с учетом особенностей РАГ, формирование



Рис. 1. Комбинированное цевочно-фрикционное зацепление ВК с образцом РАГ с подпором беговых дорожек гусениц ступичными барабанными конструкциями, установленное на полугусеничном БТР серии М2-М9 производства США

единой инженерной методики проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ, а также разработка общих предпосылок для дальнейших исследований гусеничного зацепления.

### Методика проектирования ВК цевочного зацепления с РАГ

Цевочное зацепление ВК с РАГ, в отличие от МГ, применяется только нормального исполнения, т.е. когда шаг  $t_r$  РАГ равен шагу  $t_{BK}$  зубьев ВК. Это обусловлено отсутствием вытягивания РАГ в эксплуатации, в отличие от МГ, вытягивающихся из-за износа шарниров.

Помимо РАГ данным свойством обладают гусеницы с упругими связями: с резинометаллическими и полимерно-композитными шарнирами, а также резиоленочные гусеницы.

В качестве базовой методики в работе принята методика, приведенная в ряде работ [1–3] для ВК и МГ с учетом опыта и рекомендаций НАТИ, в том числе изложенного в работах А.М. Черяпина [9, 10].

Перед началом проектирования гусеничного зацепления необходимо уточнить конструкцию РАГ, в частности ее поперечное сечение и в особенности взаимное расположение армирующего силового слоя (АрмСС) и закладных элементов (ЗЭ). По этим замерам строится элемент зацепления РАГ.

При проектировании ВК цевочного зацепления с поверхностным контактом цевок закладных элементов РАГ и зубьев ВК целесообразно сначала определить число зубьев ВК по известной для МГ формуле [10–12]:

$$z_{BK} = \frac{V_i u_{\text{тp}i}}{0,06 n_d t_{BK}}, \quad (1)$$

где  $V_i$  – линейная скорость машины, км/ч;  $u_{\text{тp}i}$  – передаточное число трансмиссии на  $i$ -й передаче;  $n_d$  – частота вращения вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $t_{BK}$  – шаг зубьев ВК, м.

При этом шаг ВК и РАГ принимается как можно меньшим, так как это позволяет обеспечить равномерность перематывания РАГ, уменьшить размеры зубьев ВК и повысить циклическую долговечность РАГ.

На этапе проектирования новой машины число зубьев определяется ее компоновкой – диаметр начальной окружности ВК стараются выполнить по возможности большим.

Если вместо силовой установки и трансмиссии к ВК напрямую подключается мотор-редуктор, электромотор-колесо, гидромотор и прочее, выражение (1) принимает вид:

$$z_{BK} = \frac{V_i}{0,06 n_{\text{мр}} t_{BK}},$$

где  $n_{\text{мр}}$  – частота вращения выходного вала мотор-редуктора, электромотор-колеса, гидромотора и прочее, мин<sup>-1</sup>.

Строится начальная окружность ВК с радиусом  $R_0$  по формуле [1–3, 11–13]:

$$R_0 = \frac{t_{BK}}{2 \sin(\alpha/2)}, \quad (2)$$

где  $\alpha = 360^\circ / z_{BK}$  – центральный угол зацепления (зубьев).

Начальная окружность разбивается на части по числу зубьев ВК, а далее намечаются центры шарниров для МГ, и проводятся линии, соединяющие их оси. РАГ – бесшарнирная эластичная гусеница. Однако наличие ЗЭ в РАГ устраняет цельность конструкции и ее перегиб происходит по ломанной линии. Поэтому

при проектировании ВК цевочного зацепления РАГ считают звенчатой гусеницей с цевкой, имеющей форму ЗЭ.

Отличие РАГ от МГ состоит в том, что РАГ имеют условные шарниры (УШ), в которых происходит ее перегиб (обычно эти точки видно при изгибе реальной конструкции РАГ) (рис. 2, в). Центрами УШ для РАГ являются точки пересечения начальной окружности  $R_0$  (в произвольной точке начальной окружности или в точке ее пересечения с радиусом) с центральной линией гусеницы, которая совпадает

с центральной линией АрмСС [14]. При этом, как известно, центры шарниров в МГ совпадают с центрами цевок (рис. 2, а и рис. 2, б).

Для РАГ можно выделить три варианта расположения УШ:

- в центре цевок ЗЭ (рис. 3, а) [14]. Может использоваться только при сравнительном теоретическом анализе;
- между цевками ЗЭ (рис. 3, б). Рабочий, но не всегда оптимальный вариант;
- по краям цевок ЗЭ (рис. 3, в). Более оптимальный вариант.

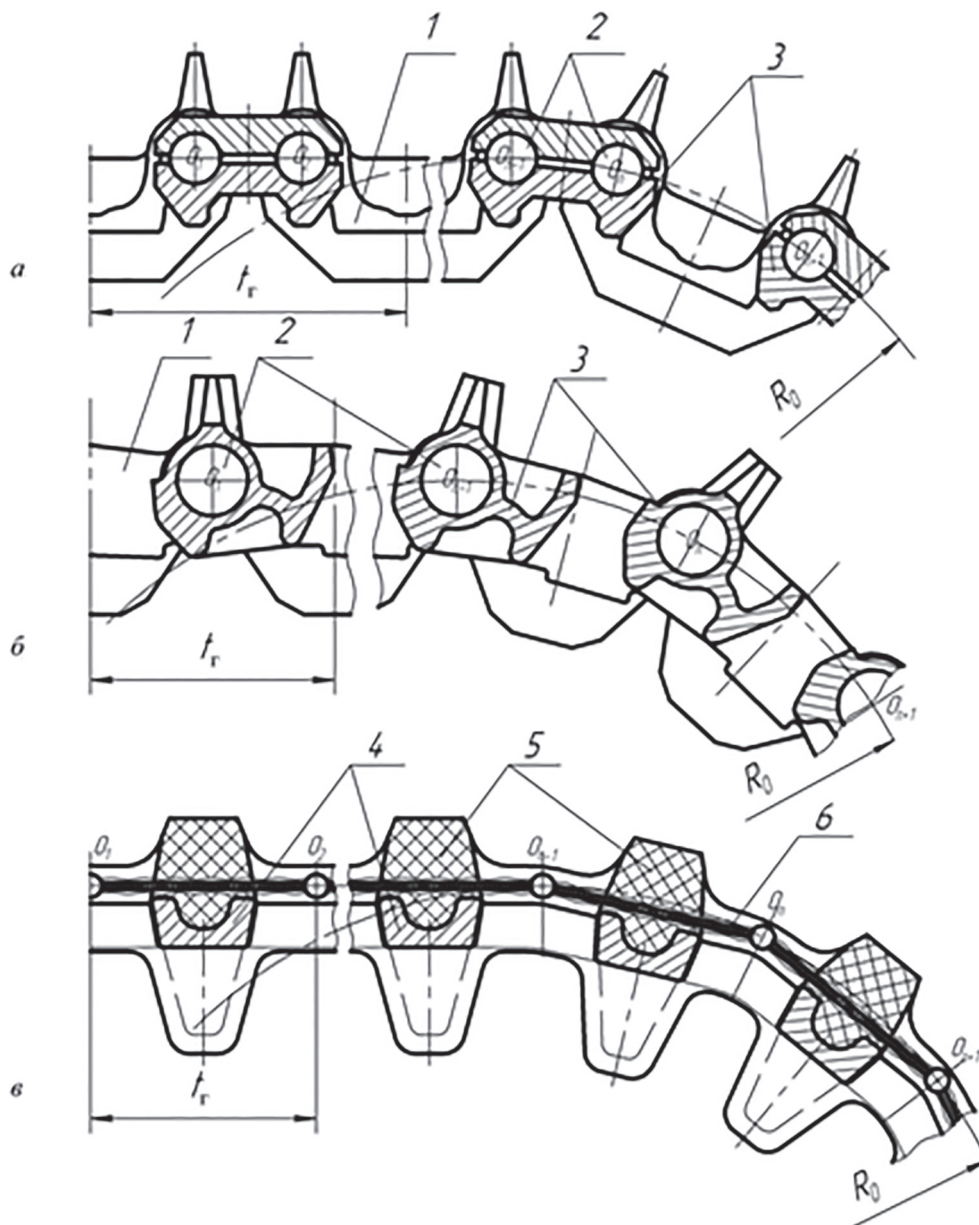


Рис. 2. Сравнительная схема расположения шарниров гусениц различных типов:

а – МГ с параллельным шарниром; б – МГ с последовательным шарниром; в – РАГ с условным шарниром;  
 $t_r$  – шаг гусениц;  $O$  – центры шарниров гусениц (для РАГ – условных шарниров);  $R_0$  – радиус начальной окружности; 1 – звено МГ; 2 – шарнир МГ; 3 – цевка МГ; 4 – цевка закладного элемента РАГ;  
5 – резиновый массив РАГ; 6 – армирующий силовой слой

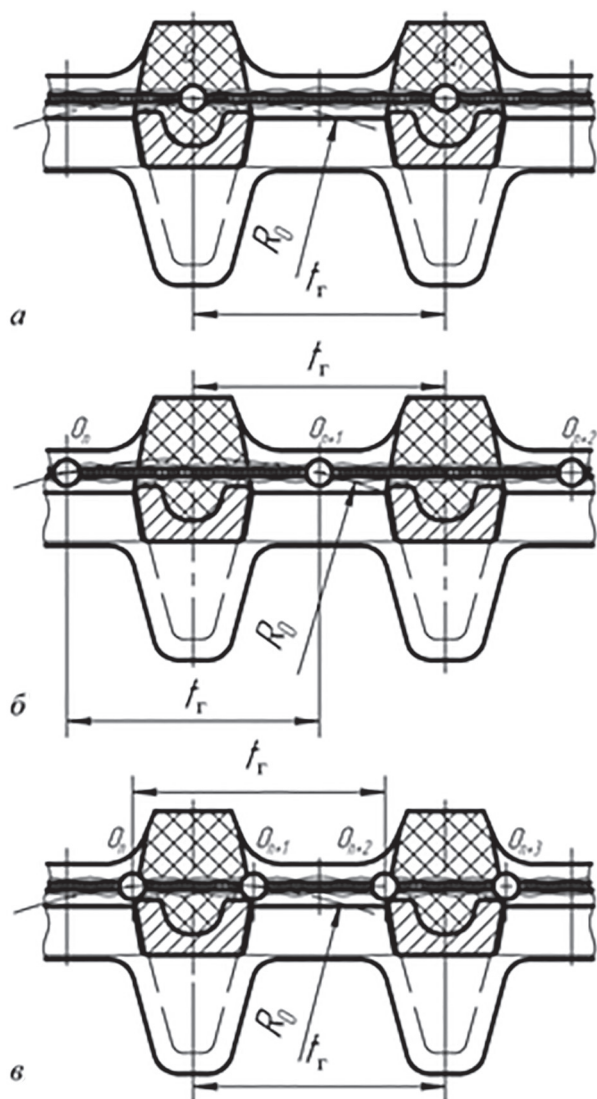


Рис. 3. Варианты расположения условных шарниров РАГ:

*a* – в центре цевок ЗЭ; *б* – между цевками ЗЭ; *в* – по краям цевок ЗЭ

Исходя из отечественного опыта создания конструкций ВК цевочного зацепления, точность конструкции ВК увеличивается с увеличением числа УШ РАГ, а трение и соответственно потери в зацеплении снижаются.

В случае, когда УШ РАГ расположен по краям цевок (рис. 3, *в*), каждое условное звено РАГ с шагом  $t_r$  укладывается на дуге ВК по ломанной линии (для других вариантов УШ каждое условное звено РАГ укладывается на дуге ВК по прямой).

Это различие необходимо учитывать при определении радиуса начальной окружности  $R_0$ . Выражение (2) для такого случая приобретет вид:

$$R_0 = \frac{\cos(\alpha/2) \sqrt{t_r^2 + 2 t_{уш} (t_{уш} - t_r + (t_r - t_{уш}) \cos(\alpha/2))}}{\sin \alpha},$$

где  $t_{уш}$  – расстояние между УШ, расположенными по краям цевки ЗЭ.

Затем УШ с элементами зацепления размещаются по начальной окружности. У МГ элементом зацепления является шарнир, а у РАГ – цевка ЗЭ с участком АрмСС, равным шагу  $t_r$ .

Далее для МГ определяется угол контакта  $\varphi$  между касательной к профильной кривой зуба и прямой, соединяющей центр элемента зацепления РАГ с осью вращения ВК [1–3].

Угол  $\varphi$  для РАГ определяется по формуле [1–3]:

$$\varphi = \theta + \alpha/2,$$

где угол зацепления  $\theta = 24–28^\circ$  для ВК с числом зубьев  $z_{ВК} = 12–14$  и  $\theta = 19–25^\circ$  для ВК с числом зубьев  $z_{ВК} = 10–11$ .

При проектировании ВК под реальную (приобретенную) конструкцию РАГ угол  $\varphi$  известен конструктивно. Для исключения точечного и обеспечения поверхностного контакта зуба ВК с поверхностью цевки ЗЭ следует руководствоваться этим значением угла  $\varphi$ .

Как правило, реальные значения угла  $\varphi$  малы и составляют около  $10^\circ$ . Геометрически установлено, что при значении угла  $\varphi = 16^\circ$  толщина ножки и головки зуба практически одинаковы, т.е. зуб имеет прямую форму. С уменьшением данного значения толщина головки зуба увеличивается, а толщина ножки уменьшается и наоборот. Поэтому реальным значением угла  $\varphi$  целесообразно руководствоваться только если оно превышает  $16^\circ$  (лучше  $19^\circ$ ).

Расчетная схема ВК для второго варианта УШ РАГ (рис. 3, *б*) представлена на рисунке 4. Для остальных вариантов УШ РАГ расчетная схема различается только расположением УШ.

Размещенный на начальной окружности ВК элемент зацепления с УШ позволяет графически определить радиус окружности впадин ВК.

Для варианта УШ (рис. 3, *а*) радиус окружности впадин может быть рассчитан по формуле [1–3]:

$$R_{вп} = R_0 - r_{цо}.$$

Для вариантов УШ (рис. 3, *б* и рис. 3, *в*), когда центр УШ лежит ниже дуги начальной окружности, т.е. образуется сегмент с недоста-

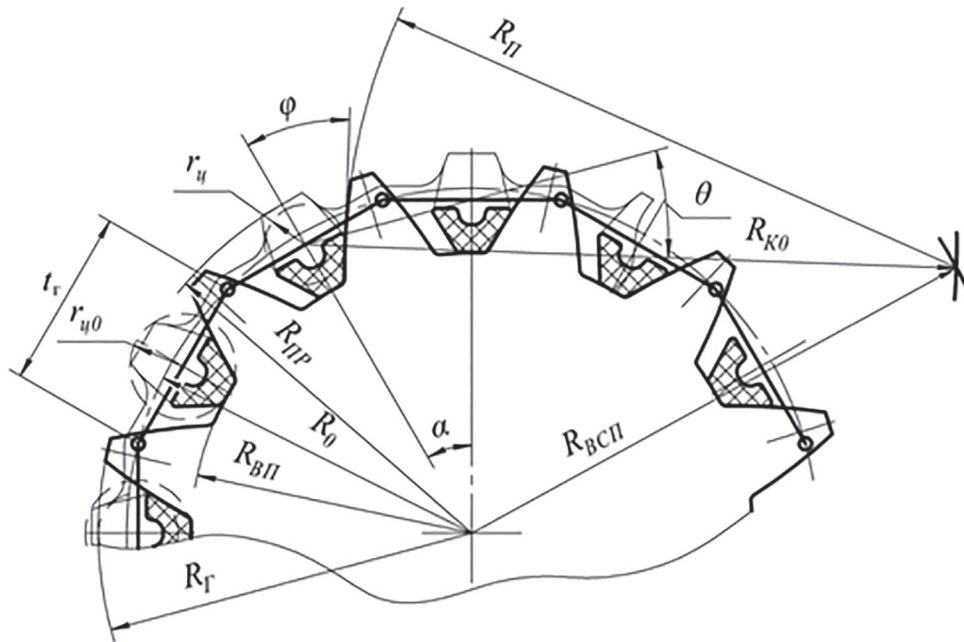


Рис. 4. Расчетная схема ВК для случая, когда УШ расположены между цевками ЗЭ:

$R_{ВП}$  – радиус окружности впадин;  $R_{ВСП}$  – радиус вспомогательной окружности;  $R_{Г}$  – радиус головок зубьев;  $R_{К0}$  – радиус центральной дуги;  $R_{П}$  – радиус профильной дуги окружности зуба;  $R_{ПР}$  – радиус расположения вершины почвозацепа протектора РАГ;  $r_{ц}$  – радиус цевки ЗЭ, отложенный из центра УШ до поверхности цевки ЗЭ, соприкасающейся с дугой профиля зуба ВК;  $r_{ц0}$  – радиус цевки ЗЭ, отложенный из центра УШ до поверхности цевки ЗЭ, соприкасающейся с окружностью впадин ВК

ющей для расчета высот, радиус окружности впадин можно определить по формуле:

$$R_{ВП} = \sqrt{R_0^2 - \frac{t_{ВК}^2}{4}} - r_{ц0}.$$

Строится дуга вспомогательной окружности, на которой расположены центры профильных дуг зуба по формуле [1–3]:

$$R_{ВСП} = R_0 \operatorname{ctg} \varphi.$$

Радиус центральной дуги, определяющей положение точки на вспомогательной окружности, откуда откладывается дуга профиля зуба ВК, определяется по формуле [1–3]:

$$R_{К0} = R_0 / \sin \varphi.$$

Тогда радиус профильной дуги окружности зуба ВК определяется по формуле [1–3]:

$$R_{П} = R_{К0} - r_{ц}.$$

Центры УШ РАГ и, соответственно, окружностей радиусами  $r_{ц0}$  и  $r_{ц}$  откладываются на пересечении нормали, проходящей через точку контакта зуба и боковой поверхности цевки, и центральной линии АрмСС [14].

Ширина зубьев ВК выбирается по критерию посадки с зазором – минимальной, но при которой обеспечивается достаточный запас проч-

ности зуба. Ширину зуба по начальной окружности стараются принимать равной 0,3–0,4 шага РАГ из соображений прочности [12, 13], но так, чтобы зазор между поверхностью профиля зуба и цевки ЗЭ получился не менее 25 % от толщины цевки ЗЭ по начальной окружности (в плоскости звездочки).

Прочность зубьев ВК при действии нормальных напряжений изгиба и контактных напряжений определяется с помощью формул [1–3, 11] или аналогично с остальными элементами конструкции ВК (венцы, ступичная или спицевая части) с помощью метода конечных элементов и современных САД-систем. При этом значения допускаемых напряжений принимаются в соответствии с выбранным материалом ВК.

Цевки РАГ, как правило, покрыты резиновым облоем толщиной 3–4 мм. Он сдвигается зубьями ВК в процессе эксплуатации. Поэтому учитывать его наличие при проектировании ВК не нужно.

Далее определяется радиус головок зубьев ВК. Для РАГ он может быть определен по формуле [1–3]:

$$R_{Г} = R_0 + r_{ц0}.$$

В некоторых случаях при проектировании ВК для существующей конструкции РАГ вершины зубьев ВК могут оказаться выше протектора РАГ, что в случае опорного исполнения ВК приведет к касанию зубьев ВК опорной поверхности дороги.

Для исключения этого обстоятельства необходимо соблюдать граничное условие – окружность головок зубьев должна располагаться ниже окружности, построенной по линии протектора РАГ с учетом податливости резиновых слоев РАГ под весом машины и максимально возможного износа по высоте поверхностей цевок ЗЭ, соприкасающихся с окружностью впадин. Тогда, исходя из опыта эксплуатации РАГ:

$$R_{\Gamma} = R_{\text{РАГ пр}} - (\Delta_{\text{рез}} + \Delta_{\text{ЗЭ}}) = R_{\text{РАГ пр}} - 8 \dots 10 \text{ мм},$$

где  $\Delta_{\text{рез}}$  – податливость резиновых слоев РАГ под весом машины;  $\Delta_{\text{ЗЭ}}$  – максимально возможный износ поверхностей цевок ЗЭ по высоте, соприкасающихся с окружностью впадин.

Далее необходимо скруглить вершины ножек и головок зубьев ВК.

В заключении следует определить толщину зуба ВК и соответственно толщину листовой заготовки для изготовления ВК. Для этого необходимо обеспечить зазор между стенками цевочного проема в поперечной плоскости и торцами зубьев ВК не менее 4 мм с каждой стороны, чтобы ограничить боковое скольжение РАГ по зубьям и окружности впадин ВК.

Существуют и другие способы профилирования зубьев ВК, применимые для РАГ. Например, кривая профиля зуба может быть образована радиусом, равным шагу гусеницы и отложенным от окружности впадин зубьев ВК. При этом ширина зуба определяется аналогично описанному выше способу.

Методики, подобные приведенным в работах [12, 13], являются более эмпирическими и ориентированы исключительно на МГ.

В завершении проектирования стоит графически проверить вход ВК в зацепление и выход из него. Для этого необходимо путем взаимного перемещения на произвольно выбранное, но равное расстояние перемещать зуб ВК по окружности и цевку ЗЭ РАГ вдоль прямой, фиксируя при этом относительное взаимное расположение контуров их профилей.

После графической проверки работоспособности зацепления для большей достоверности целесообразно изготовить шаблоны ВК из плотного картона, пластика с использованием

технологии 3D-печати или тонкого листового металла. Это обусловлено тем, что технологический процесс каждого отдельного производителя обеспечивает различное качество конструкции, что может породить множество дефектов в таком сложном полимерном изделии, как РАГ. Например, непостоянство шага (различие в несколько миллиметров), неравномерность укладки силового армирующего слоя в поперечном сечении конструкции и т.д.

В дальнейшем предполагается отработка и совершенствование полученной методики на реальных конструкциях ВК сельскохозяйственных тракторов и малогабаритных многоцелевых гусеничных шасси.

## Выводы

1. Доказана необходимость индивидуального проектирования ВК под РАГ, исходя из конструктивных различий РАГ и МГ, а также повышенной нагруженности элементов гусеничного обвода при работе с РАГ.

2. Произведено обобщение основных методик и рекомендаций по проектированию ВК для МГ, их анализ и преобразование под особенности РАГ.

3. Исходя из опыта разработки, испытаний и эксплуатации РАГ, установлено, что при проектировании ВК РАГ следует считать звенчатой гусеницей с цевкой в виде ЗЭ, что обусловлено следующими факторами:

- перегиб РАГ происходит по ломанной линии, а не по дуге в виду наличия в конструкции ЗЭ;
- РАГ имеет УШ, в которых происходит ее перегиб, в трех основных вариантах расположения: в центре цевок ЗЭ, между цевками ЗЭ и по краям цевок ЗЭ;
- элементом зацепления РАГ с ВК, в отличие от МГ, является цевка ЗЭ с участком АрмСС, равным длине шага РАГ.

4. Геометрически определены:

- оптимальные значения угла контакта  $\varphi$  для реальных конструкций РАГ, при которых обеспечивается нормальная форма зубьев ВК;
- расчетная зависимость радиуса начальной окружности  $R_0$  для случая, когда УШ располагаются по краям цевок;
- расчетная зависимость радиуса окружности впадин  $R_{\text{ВП}}$  для случаев, когда УШ располагаются по краям цевок и между цевками ЗЭ.

5. Сформулированы граничные условия и ограничения для определения:

- оптимальной ширины и толщины зубьев ВК с точки зрения работоспособности зацепления и прочности зубьев;
- оптимального значения радиуса головок зубьев  $R_r$  с точки зрения функциональности зацепления при опорном исполнении ВК.

6. Приведено два основных рабочих варианта построения дуги профиля зубьев ВК.

7. В итоге разработана методика проектирования ВК с выпуклым профилем зубьев цевочного зацепления с РАГ, позволяющая построить надежное и работоспособное гусеничное зацепление. Она может быть использована при разработке гусеничных ходовых систем тяговых и транспортных машин различного назначения, в том числе и малогабаритных самоходных гусеничных шасси.

8. Даны рекомендации по проверке работоспособности спроектированных ВК до их изготовления.

## Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Шарипов В.М., Апельинский Д.В., Арустамов Л.Х. и др. Тракторы. Конструкция / под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2012. 790 с.
3. Шарипов В.М., Дмитриева Л.А., Сергеев А.И., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Проектирование ходовых систем тракторов. М.: МГТУ «МАМИ», 2006. 82 с.
4. Федоткин Р.С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 204 с.
5. Федоткин Р.С., Бейненсон В.Д., Крючков В.А., Шарипов В.М., Щетинин Ю.С. Резиноармированные гусеницы сельскохозяйственных тракторов. Жесткость при растяжении и изгибе // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 2 (28). С. 32–38.
6. Купрюнин Д.Г., Щельцын Н.А., Бейненсон В.Д., Федоткин Р.С., Белый И.Ф., Ревенко В.Ю. Экспериментальное исследование сравнительных показателей гусеничных движителей сельскохозяйственных тракторов // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 3 (29). С. 16–24.
7. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.

8. БТР Halftruck M5 Int // GVTM.RU: Официальный сайт государственного бюджетного учреждения культуры Московской области «Военно-технический музей». URL: [http://gvtm.ru/btr\\_halftruck\\_m5\\_int](http://gvtm.ru/btr_halftruck_m5_int). (дата обращения: 20.11.2016).

9. Черяпин А.М. Методика построения гусеничного зацепления // Тракторы и сельхозмашины. 1973. № 10. С. 24–26.
10. Черяпин А.М. Методика построения зацепления гусеничной цепи с ведущим колесом с плоским поверхностным контактом // Труды НАТИ «Создание и повышение надежности ходовых систем гусеничных и колесных тракторов». М.: НАТИ, 1981. С. 40–50.
11. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
12. Волков П.М., Козлов А.Г. Танки. Конструкция и расчет. В 3 ч. Ч. 3. Ходовая часть. М.: Военное изд-во военного министерства СССР, 1951. 320 с.
13. Антонов А.С., Белокосков В.И., Крылов Л.К. и др. Армейские гусеничные машины. В 2 ч. Ч. 2. Конструирование и расчет. М.: Военное изд-во Минобороны СССР, 1974. 436 с.
14. Скуратовский М.П., Бейненсон В.Д., Приходько Л.П., Ненашев К.С. Цевочное зацепление эластичной гусеницы с зубчатым колесом тракторов и других машин: патент на изобретение № 2071205, Российская Федерация. Опубликовано 27.12.1996.

## References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2009, 752 p.
2. Sharipov V.M., Apelinskiy D.V., Arustamov L.H., Bezrukov B.B., Gorodetskiy K.I., Davidkov B.N., Makarov A.R., Mikhailov V.A., Nabokih V.A., Naumov E.S., Parfenov A.P., Olisevich O.V., Feofanov Yu.A., Sharipova N.N., Schetinin Yu.S. Traktori. Konstruktsiya [Tractors. Construction]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 2012, 790 p.
3. Sharipov V.M., Dmitrieva L.A., Sergeev A.I., Shevelev A.S., Schetinin Yu.S. Proektirovaniye hodovykh sistem traktorov [Designing of tractor undercarriage systems]. Moscow, Moscow St. techn. Univ. «MAIMI» Publ., 2006, 82 p.
4. Fedotkin R.S. Raschetno-eksperimentalnye metody otsenki nagruzhennosti i dolgovechnosti rezinoamirovannykh gusenit selskokhoziaystvennykh traktorov [Analytical-experimental evaluation methods of agricultural tractors rubber reinforced tracks loading and durability] PhD in Engineering thesis. Moscow, 2015, 204 p.



5. Fedotkin R.S., Beynenson V.D., Kryuchkov V.A., Sharipov V.M., Schetinin Yu.S. Rezinoarmirovannye gusenitcy selskokhoziaystvennykh traktorov. Zhestkost' pri rastiazhenii i izgibe [Rubber-reinforced caterpillar tracks of agricultural tractors. Stiffness at tension and bending]. Scientific peer-reviewed journal *Izvestiya MGTU MAMI*, 2016, no 2 (28), pp 32–38 (in Russ).
6. Kupryunin D.G., Scheltsin N.A., Beynenson V.D., Fedotkin R.S., Bely I.F., Revenko V.Y. Eksperimental'noe issledovanie sravnitelnykh pokazateley gusenichnykh dvizhiteley selskokhoziaystvennykh traktorov [Experimental study of comparative indicators of agricultural tractors caterpillar drive]. Scientific peer-reviewed journal *Izvestiya MGTU MAMI*, 2016, no 3 (29), pp 16–24 (in Russ).
7. Platonov V.F. Dinamika i nadezhnost gusenichnogo dvizhitelia [Dynamics and reliability of caterpillar mover]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 232 p.
8. BTR Halftruck M5 Int. Oficialnyy sayt gosudarstvennogo biudzhethnogo uchrezhdenia kultury Moskovskoy oblasti «Voenno-tekhnicheskii muzey» [The official site of State Budget Organization of culture of Moscow region «Military technical museum»] (in Russ). URL: [http://gvtm.ru/btr\\_halftruck\\_m5\\_int](http://gvtm.ru/btr_halftruck_m5_int). (accessed 20.11.2016).
9. Cheriapin A.M. Metodika postroeniya gusenichnogo zatsepteniya [The design method of track engagement]. *Traktori i sel'khoz mashini*, 1973, no. 10, pp. 24–26 (in Russ.).
10. Cheriapin A.M. Metodika postroeniya zatsepteniya gusenichnoy tsepi s veduschim kolesom s ploskim poverkhnostnym kontaktom [The design method of track and drive sprocket engagement with flat-plate contact]. *Trudy NATI «Sozdanie i povyshenie nadezhnosti khodovykh sistem gusenichnykh i kolesnykh traktorov»*. Moscow, NATI Publ., 1981, pp. 40–50 (in Russ).
11. Nosov N.A., Gladyshev V.D., Volkov Yu.P., Harchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Design and calculation of crawler vehicles]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1972, 560 p.
12. Volkov P.M., Kozlov A.G. Tanki. Konstruktsiya i raschet. V 3 ch. Ch. 3. Khodovaya chast [Tanks. Design and calculation. In 3 parts. Part 3. Undercarriage]. Moscow, Voennoe izdatelstvo voennogo ministerstva USSR, 1951, 320 p.
13. Antonov A.S., Belokoskov V.I., Krylov L.K., Novokhatko I.S., Zapriagaev M.M., Grigorenko L.V., Kononovich Yu.A., Khavkhanov V.P., Pankov N.P. Armeyskie gusenichnye mashiny. V 2 ch. Ch. 2. Konstruirovaniye i raschet [Army's crawler vehicles. In 2 parts. Part 2. Designing and calculation]. Moscow, Voennoe izdatelstvo Minoborony USSR, 1974, 436 p.
14. Pat. RU No2071205 Skuratovskiy M.P., Beynenson V.D., Prihodko L.P., Nenashev K.S. Teevochnoe zatseptenie elastichnoy gusenitcy s zubchatym kolesom traktorov i drugih mashin [Pin engagement of elastic track and drive sprocket for tractors and other vehicles]. *Byul.* 1996. (In Russ).