

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ В ЦЕВОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ВЕДУЩИХ КОЛЕС С РЕЗИНОАРМИРОВАННЫМИ ГУСЕНИЦАМИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Федоткин Р.С., Крючков В.А., Богданов К.А., Овчаренко А.С.

Ключевые слова: резиноармированная гусеница, ведущее колесо, ведущее колесо, цевочное зацепление, гусеничная ходовая система, гусеничный опрыскиватель, геометрические параметры зацепления.

Аннотация. Широкое распространение резиноармированных гусениц требует пересмотра основных принципов проектирования конструкций ведущих колес, их зубьев и зацепления в целом, для обеспечения лучшего ресурса элементов гусеничного обвода и качества работы самого зацепления. В статье приводится формула для определения зависимости геометрических параметров зацепления от силовых, при которых отсутствует скольжение в зацеплении. Показан метод определения диапазона оптимальных геометрических параметров зацепления с использованием этой зависимости, в котором отсутствует скольжение в зацеплении при движении цевки по дуге охвата на примере конкретной ходовой системы. Экспериментально подтверждена адекватность и достоверность теоретических положений.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FORCE AND GEOMETRYAL FACTORS IN PIN ENGAGEMENT OF DRIVE SPROCKETS AND RUBBER-REINFORCED TRACKS OF TRANSPORT-TECHNOLOGYAL VEHICLE

Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Bogdanov V.A., Ovcharenko A.S.

Keywords: rubber-reinforced track, drive wheel, drive sprocket, pin engagement, tracked undercarriage system, tracked sprayer, geometric parameters of an engagement

Abstract. The wide distribution of rubber-reinforced tracks requires a revision of the basic principles of drive sprockets designing, their teeth and gearing, to ensure the best life of the elements of the tracked gear and the quality of the pin engagement itself. The formula for determining the dependence of geometric parameters of the engagement according to force, which provides no slip in the engagement are given. A method for determining the range of optimal geometric parameters of an engagement is shown using this dependence, in which there is no slip in the engagement when the spool moves along a spanning arc using the example of a specific undercarriage system. Experimentally confirmed the adequacy and reliability of theoretical provisions.

В настоящее время все большее распространение получают резиноармированные гусеницы (РАГ), благодаря своим преимуществам [1, 2]. Конструкция РАГ имеет конструктивные различия с традиционной металлической гусеницей (МГ), что требует дополнительного изучения особенностей ее работы в гусеничном обводе. Из-за отдельных конструктивных различий между РАГ и МГ ведущие колеса (ВК), спроектированные для МГ, не подходят для РАГ [3].

Узел зацепления оказывает влияние на работу всей машины, т.к. он является связующим звеном между трансмиссией и ходовой системой (ХС) [4, 5]. Основной причиной износа ВК является трение между зубом и цевкой гусеницы, возникающее вследствие нарушения силового равновесия цевки и

продольной податливости гусеницы [5, 6] и усиливающееся в условиях абразивной среды.

Авторами была разработана методика проектирования ВК для РАГ, произведена ее экспериментальная проверка [3], составлена схема сил между цевкой РАГ и зубом ВК, на основании которой выведена формула зависимости геометрических параметров от силовых [7]

$$\operatorname{tg} \Theta = \frac{\left(\sin \frac{\alpha}{2} \pm \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \cdot \sqrt{\frac{T_{сб}}{T_p}} + \sin \frac{\alpha}{2} \mp \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2} \pm \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - \sqrt{\frac{T_{сб}}{T_p}} \cdot \left(\cos \frac{\alpha}{2} \mp \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right)}.$$

Конструктивные различия гусениц с резинометаллическим шарниром (РМШ) и РАГ, которые влияют на обеспечение силового равновесия, приведены на рисунке 1.

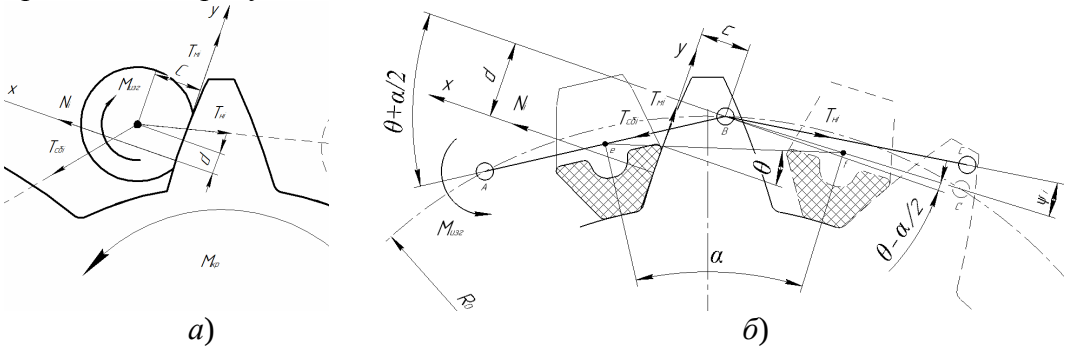


Рис. 1. Схема сил в цевочном зацеплении: а – для МГ; б – для РАГ

На рис. 1 обозначены $T_{ни}$, $T_{сбi}$ – растягивающее усилие со стороны набегающего и сбегающего участка ветви соответственно; N_i , T_{mi} – соответственно нормальная и касательная силы в контакте зуба с цевкой; θ – угол давления; α – центральный угол зацепления; $M_{изг}$ – изгибающий момент в условном шарнире РАГ; M_p – реактивный момент от изгибающего момента; ψ_i – угол, смещения цевки, возникающий из-за продольной податливости РАГ; R_0 – радиус начальной окружности ВК; А, В, С – условные шарниры РАГ; С' – условный шарнир РАГ, смещенный с учетом продольной податливости РАГ; e , f – центры элементов зацепления РАГ; c , d , l – плечи действия усилий T_{mi} ; N_i и $T_{ни}$ соответственно

В данной работе проводится экспериментальная проверка зависимости значения геометрических параметров зацепления от силовых, при которых будет минимизировано трение между зубом ВК и цевкой гусеницы. Объект исследования – ХС самоходного гусеничного опрыскивателя [8]. Геометрические параметры ВК подобраны так, что оптимальное натяжение гусеницы, выбранное по имеющимся рекомендациям, обеспечивает устойчивую работу гусеничного обвода (ГО) и неспадание гусеницы.

На основании зависимости геометрических параметров от силовых, при которых отсутствует скольжение между цевкой и зубом ВК при движении ее по дуге охвата, целесообразно графически определить диапазон оптимальных углов давления для конкретных конструкций гусеничного зацепления.

График зоны равновесного положения цевки для узла зацепления гусеничного опрыскивателя [8], которому соответствуют следующие значения величин $\mu = 0,18$ (коэффициент трения сталь по стали); $n = 5$ и $\alpha = 36$ (число зубьев $z_{вк} = 10$) приведен на рис. 2. Из графика видно, что в зависимости от геометрических параметров и отношения $T_{св}/T_p$ цевка может скользить к основанию зуба, либо к его вершине.

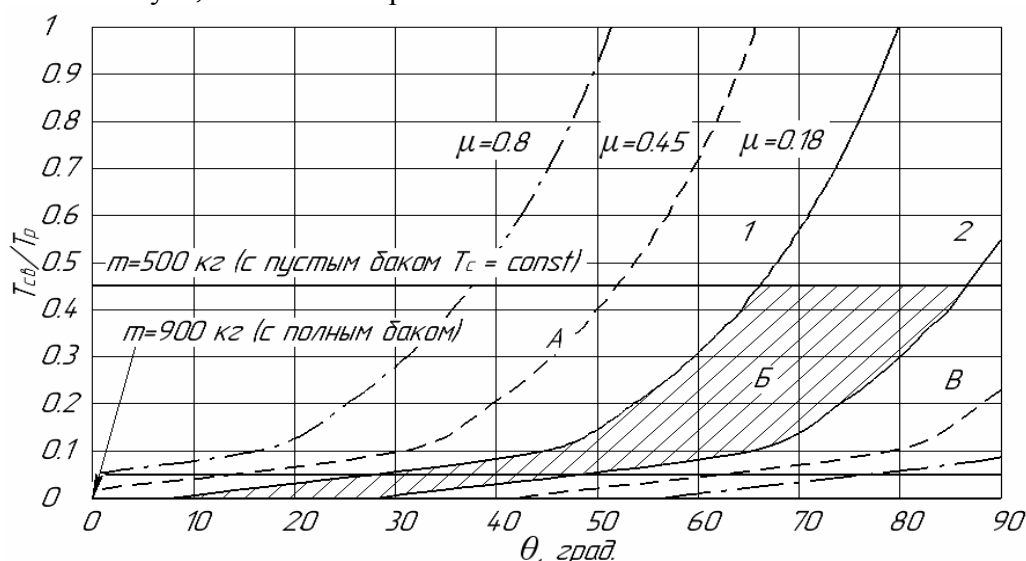


Рис. 2. График диапазона равновесного положения цевки

На рис. 2 обозначены: A – зона, соответствующая скольжению цевки к основанию; B – зона, соответствующая равновесному положению цевки; B – зона, соответствующая скольжению цевки к вершине; $\mu = 0,18$ – коэффициент трения сталь по стали; $\mu = 0,45$ – коэффициент трения полиуретана по металлу; $\mu = 0,8$ – коэффициент трения металла по резине.

Диапазон изменения отношения растягивающих усилий в ветвях зависит от тягового усилия по сцеплению и от массы опрыскивателя, изменяющейся, в зависимости от наполнения бака, от 500 до 900 кг.

В работе произведена сравнительная экспериментальная проверка работы узла зацепления при различном усилии натяжения гусеницы и постоянных геометрических параметрах зацепления. Путем изменения натяжения гусеницы от 780 Н до 3380 Н изменялись силовые факторы, действующие в ГО, а именно отношение натяжения в свободной ветви к натяжению в рабочей ветви $T_{св}/T_p$ от 0 до 0,7 (табл. 1).

Табл. 1. Силы натяжения ветвей в зависимости от предварительного статического натяжения гусеницы

$T_{CB}, \text{Н}$	$T_p, \text{Н}$	$T_{CT}, \text{Н}$	$P_{BK}, \text{Н}$	$l_{CB}, \text{м}$	$l_p, \text{м}$	T_{CB}/T_p
-105,362	1117,64	780	1223	0,135	0,354	-0,09427
234,638	1457,64	1120	1223	0,135	0,354	0,16097
924,638	2147,64	1810	1223	0,135	0,354	0,43054
2494,64	3717,64	3380	1223	0,135	0,354	0,67103

Геометрические параметры ВК подобраны таким образом, что оптимальное натяжение гусеницы, обеспечивает устойчивую работу ГО и неспадание гусеницы. При таком значении натяжения гусеницы отношение (T_{cb}/T_p) лежит в диапазоне от 0 до 0,13 (согласно графику на рис. 2, трение между цевкой гусеницы и зубом ВК должно отсутствовать).

Скольжение цевки по зубу ВК оценивалось косвенно по уровню вибрации в опорах ВК. В результате эксперимента установлено, что при значении предварительного статического натяжения 1120 Н среднее квадратическое значение виброускорений в 2,5 раза ниже, чем при натяжении 3380 Н (табл. 2).

Табл. 2. Результаты экспериментальной оценки параметров вибрации в зацеплении

Предварительное статическое натяжение, Н	Мин. значение, м/с ²		Макс. значение, м/с ²		Ср. кв. значение, м/с ²	
	Вер.	Гор.	Вер.	Гор.	Вер.	Гор.
3380	-8,43	-17,44	27,11	17,81	6,32	4,23
1810	-8,37	-17,30	27,03	17,80	4,89	3,88
1120	-8,22	-17,30	27,02	17,77	4,46	3,97
780	-8,14	-17,21	26,98	17,70	2,62	2,73

Т.е. чем больше значение предварительного статического натяжения отклоняется от оптимального значения (в сторону увеличения), тем больше вибрация в опорах ВК и, соответственно, трение и износ в зацеплении.

Выводы

1. Для каждого типа зацепления существуют оптимальные углы давления в контакте цевки гусеницы и зуба ВК, при которых отсутствует скольжение между цевкой и зубом ВК, зависящие от действующих в контакте силовых факторов.

2. Показан принцип построения графика зоны равновесного положения цевки. Установлено, что в зависимости от геометрических параметров цевка может скользить как к основанию зуба, так и к его вершине.

3. Определено, что оптимальное натяжение гусеницы, обеспечивающее устойчивую работу ГО и неспадание гусеницы для рассматриваемой ХС

находится в пределах 1120 Н, что соответствует отношению ($T_{св} / T_p$), лежащему в диапазоне от 0 до 0,13.

Показано, что при обеспечении оптимального значения предварительного статического натяжения гусеницы среднее квадратическое значение виброускорений при работе зацепления на реальной машине до 2,5 раз ниже, чем при других значениях, что говорит о его более устойчивой работе.

Список литературы

1. Федоткин Р.С. Расчетно-экспериментальные методы оценки нагруженности и долговечности резиноармированных гусениц сельскохозяйственных тракторов: дис. ... канд. техн. наук. М., 2015. 204 с.
2. 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.
3. Федоткин Р.С., Крючков В.А., Бейненсон В.Д., Парфенов В.Л. Методика проектирования ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин// Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 3. С. 24-32.
4. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П. и др. Расчет и конструирование гусеничных машин. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
5. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М.: Машиностроение, 1973. 232 с.
6. Герасимов В.С. К вопросу определения скольжения в гусеничном зацеплении // Тракторы и сельхозмашины. 1975. №9. С. 15–17.
7. Богданов К.А., Крючков В.А., Федоткин Р.С. Проектирование профиля зубьев ведущих колес цевочного зацепления с резиноармированными гусеницами тяговых и транспортных машин// Будущее машиностроения России: сб. докл. Десятой Всероссийской конф. молодых ученых и специалистов (с международным участием). М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – С. 487-490.
8. Годжаев З.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А., Русанов А.В., Кузьмин В.А., Ерилина Е.В. Разработать конструкторскую документацию и макетный образец ходовой системы роботизированного самоходного шасси мощностью до 10 кВт // отчет о НИР / ФГБНУ ФНАЦ ВИМ М., 2016.

References

1. Fedotkin R.S. Calculation and experimental methods of estimation of loading and durability of rubber-reinforced tracks of agricultural tractors: thesis of candidate of technical sciences. M., 2015. 204 p.
2. Fedotkin R.S., Beynenson V.D., Kryuchkov V.A., Sharipov V.M., Shchetinin YU.S. Rubber-reinforced tracks of agricultural tractors. The stiffness in tension and bending // News MSTU «MAMI». 2016. № 2 (28). P. 32-38.

3. Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Beynenson V.D., Parfenov V.L. Methodology design of the leading wheel cycloid gear with rubber treads for traction and transportation machinery// Tractors and agricultural machines. 2017. № 3. P.24-32.
4. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P. et al. Calculation and design of tracked vehicles. L.: Mechanical Engineering, 1972. 560 p.
5. Platonov V.F. Dynamics and reliability of the caterpillar engine. M.: Mechanical Engineering, 1973. 232 p.
6. Gerasimov V.S. On the question of determining the slip in the caterpillar gearing // Tractors and agricultural machinery. 1975. №9. P. 15-17.
7. Bogdanov K.A., Kryuchkov V.A., Fedotkin R.S. The design of the tooth profile of sprocket wheels cycloid gear with rubber treads for traction and transport machines// Future engineering of Russia: collection of reports of the Tenth all-Russian conference of young scientists and specialists (with international participation). M.: MSTU named N.E. Bauman, 2017. – P. 487-490.
8. Godzhayev Z.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A., Rusanov A.V., Kuzmin V.A., Yerilina Ye.V. Develop design documentation and a prototype of the running system of a robotic self-propelled chassis with a capacity of up to 10kW // Report about RW / FGBNU FSC VIM M., 2016.

Федоткин Роман Сергеевич – кандидат технических наук, заведующий лабораторией, ведущий научный сотрудник	Fedotkin Roman Sergeevich – candidate of technical sciences in Engineering, head of laboratory, leading researcher
Крючков Виталий Алексеевич – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник	Kryuchkov Vitaliy Alekseevich – candidate of technical sciences in Engineering, leading researcher
Богданов Кирилл Андреевич – инженер, младший научный сотрудник	Bogdanov Kirill Andreevich – engineer, junior researcher
Овчаренко Александр Сергеевич – научный сотрудник, peterbilt@list.ru	Ovcharenko Alexandr Sergeevich – researcher, peterbilt@list.ru
Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Российская Федерация, г. Москва	Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Russian Federation, Moscow

Received 20.03.2019